THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

EXTRAIT DES BULLETINS DE LA SOCIÉTÉ INDUSTRIELLE

de Mulhouse.

MÉMOIRE

SUR UNE LOCOMOTIVE DE MONTAGNE

SYSTÈME E. BEUGNIOT,

construite par **MM. A. KOECHLIN** et **C^ie^**,

A MULHOUSE ;

Suivi du rapport de M. LEBLEU, ingénieur des mines, chargé du contrôle des chemins de l'Est.

MULHOUSE,

IMPRIMERIE DE P. BARET, ÉDITEUR DES BULLETINS DE LA SOCIÉTÉ INDUSTRIELLE

PLACE DU NOUVEAU-QUARTIER, N° 2.

1860.

EXTRAIT DES BULLETINS

DE

LA SOCIÉTÉ INDUSTRIELLE

DE MULHOUSE.

MÉMOIRE

sur une locomotive de montagne, construite par MM. André Kœchlin et C^ie^, d'après le système Ed. Beugniot; lu par M. Ed. Beugniot, *à la séance du 25 Avril 1860.*

INTRODUCTION.

1. Nous croyons utile de présenter, en tête de notre mémoire, quelques considérations générales, qui serviront à l'intelligence de la question traitée.

La construction des chemins de fer en France est entrée depuis peu dans une phase nouvelle. Après l'établissement de ces grandes artères qui, rayonnant de Paris, desservent toutes nos villes importantes, pour aller aboutir aux bords de la Manche, de la Méditerranée et de l'Océan, est venue l'exécution des lignes intermédiaires, des embranchements, des prolongements.

2. La configuration du sol, d'une part, la nécessité de construire à bon marché, d'autre part, ont forcé l'administration supérieure à se départir des règles rigides qu'elle avait adoptées lors de la construction de nos grandes lignes. Règles sages, empressons-nous de le dire, qui ont rendu le grand réseau français apte à tous les trafics, apte à toutes les vitesses. Mais aujourd'hui, l'application de ces règles est devenue impossible.

3. Aux longs alignements de niveau ou à faibles pentes, aux

courbes de grand rayon, ont déjà succédé et vont succéder forcément les fortes rampes et les courbes de petit rayon. Quelques lignes sont déjà exploitées dans ces conditions; et, il ne faut pas se le dissimuler, ce n'est qu'à ces conditions-là seulement, que certains de nos chemins de fer pourront être prolongés et d'autres réunis. Ce n'est qu'à ces conditions surtout, que pourraient être mis en communication avec les nôtres quelques réseaux étrangers.

4. Pour que les lignes françaises viennent s'embrancher sur celles de la Suisse, du Piémont et de la Lombardie; pour que ces dernières, à leur tour, puissent se ramifier sur celles de l'Italie centrale, il faut que le Jura, les Alpes et les Apennins soient franchis; il faut que les côtes abruptes entre Toulon et Nice soient contournées.

5. Les Compagnies françaises auxquelles incombent tous ces travaux, se trouvent donc face à face pour la première fois avec des difficultés qui, jusqu'ici, s'étaient montrées isolément et sur des points en général de peu d'étendue, en Amérique, en Allemagne, en Piémont et en Suisse. Les tracés français les plus accidentés, tels que ceux de Nîmes à La Grand'Combe, de Givors à Saint-Étienne, de Lyon à Genève, vont être distancés de beaucoup; tandis que ceux tout à fait exceptionnels du plan incliné de Saint-Germain et du raccordement de la ligne de Marseille avec le port de la Joliette, vont être appliqués sur grande échelle.

6. Il ne s'agit donc plus, comme maximum, de rampes de douze à quinze millimètres par mètre, avec courbes de trois à quatre cents mètres de rayon; il faut adopter des rampes de vingt, vingt-cinq et même trente millimètres par mètre, avec courbes de deux cents mètres de rayon, peut-être moins, pour triompher de toutes les barrières et faire cesser des solutions de continuité, incompatibles avec l'énorme courant créé par le trafic des chemins de fer.

7. Quel sera le système de traction employé pour ces diverses traversées de montagnes? La locomotive. Non pas que nous prétendions qu'elle soit à tout jamais la seule et unique solution; mais

625.3
B46m

bien qu'elle l'est actuellement, et qu'elle restera le moteur par excellence, cher dans de certaines limites, mais infaillible; et cela jusqu'à ce qu'une véritable révolution se soit opérée dans la science.

8. Quelle sera la locomotive préférée? Celle qui, tout en développant le plus de puissance à la montée, présentera en même temps le plus de stabilité à la descente; qui passera plus facilement dans les courbes de petit rayon sans usure anormale des bandages et de la voie, et sera la plus économique au point de vue des frais de traction et d'entretien. C'est là le problème que nous avons cherché à résoudre; disons à quelle occasion et sous quel patronage.

9. On se souvient de l'impulsion grandiose donnée par le gouvernement français aux travaux de chemins de fer, pendant la période comprise entre les années 1853 et 1857, impulsion dont l'industrie des chemins de fer a vécu jusque dans ces derniers temps. Non-seulement le réseau de la France se complétait dans ses parties les plus importantes; mais Paris, devenu momentanément le centre du marché des valeurs de l'Europe entière, voyait des Compagnies financières se constituer, pour l'achat et l'achèvement de lignes étrangères, en Autriche et en Italie, pour la construction d'autres lignes plus étendues encore, en Russie, le long du Danube, en Espagne.

10. Les ingénieurs français prenaient la direction de ces immenses travaux, et les usines françaises, répondant à leur appel, faisaient les plus énergiques efforts pour lutter, dans ces différents pays, avec la concurrence anglaise, belge et allemande. Luttes importantes et fructueuses au premier chef, qui, tout en nous révélant la possibilité de concourir sur des marchés jugés jusqu'alors inabordables, nous indiquaient, avec le secret de notre force, celui de notre faiblesse relative dans certaines parties de notre exécution. De là, des agrandissements, des perfectionnements; de là, des progrès en rapport avec l'élargissement de notre horizon industriel.

14N30Krogh

p61514

11. Les ateliers de construction de Mulhouse entraient hardiment dans ce mouvement. En 1856, MM. André Kœchlin et C^e^ entreprenaient pour les chemins de fer lombards-vénitiens la fourniture de cinquante locomotives et tenders. Dans cette même année et les suivantes, MM. Ducommun et Dubied établissaient pour la même Compagnie une grande partie de l'outillage de l'atelier central de Vérone, et pour la première fois on voyait, dans le nord de l'Italie, les produits de l'industrie mécanique française coudoyer en aussi grand nombre ceux de l'Angleterre et de l'Autriche.

L'exécution du marché de MM. André Kœchlin et C^e^ avec la Société des chemins de fer lombards-vénitiens, nous conduisait à deux reprises sur les lieux, et nous initiait sommairement au tracé de la future ligne des Apennins, destinée à la jonction des chemins de fer lombards avec ceux de l'Italie centrale. C'est alors que nous entreprenions la combinaison d'une locomotive de montagne, avec l'espoir d'entrer dans les vues de l'homme éminent qui avait pris en main l'organisation des lignes lombard-vénitiennes et centrales-italiennes.

12. En Octobre 1858, après deux années d'études et d'essais, nous lui présentions, sous forme du petit modèle qui a été soumis depuis à votre comité de mécanique, la machine qui nous paraissait la solution pratique d'un programme que, dans sa haute bienveillance, il avait bien voulu énoncer devant nous. En Décembre 1858 deux de ces machines étaient commandées à MM. André Kœchlin et C^e^, de Mulhouse.

13. Commencées trois mois plus tard, elles ont été achevées, l'une, *la Rampe*, en Novembre 1859, l'autre, *la Courbe*, en Janvier 1860; actuellement elles fonctionnent sur la ligne de Lyon à la Méditerranée, aux points où les rampes sont les plus fortes et les trains les plus lourds. Disons, du reste, que pour nous mettre autant que possible dans les conditions de la future ligne des Apennins, nous avons envoyé en Mars dernier notre locomotive *la Courbe* sur le Central suisse, où elle est restée

jusqu'au 8 Avril. Nous donnons, à la fin de notre mémoire, les résultats de traction obtenus aussi bien en Suisse que dans le midi de la France.

14. Pour terminer cette introduction, nous dirons que, de l'avis de tous les ingénieurs et praticiens qui ont assisté à nos essais, notre locomotive a été reconnue comme très-puissante, très-stable, bien suspendue, franchissant sans efforts les courbes de petit rayon, paraissant n'avoir sur la voie aucune influence anormale, se modérant facilement à la descente, et brûlant peu de combustible eu égard au travail produit.

15. Voilà pour le présent. L'avenir nous dira si les bons résultats précités se maintiennent; si les organes spéciaux que nous avons employés, pour arriver à notre but, restent dans les bonnes conditions pratiques qui ont été constatées jusqu'à ce jour, et rentrent comme réparation dans la catégorie des organes usuels. Alors seulement nous regarderons notre travail comme consacré. En attendant, nous appelons sur lui l'attention des Compagnies de chemins de fer, et nous sollicitons des essais nombreux, afin que la lumière se fasse le plus tôt possible.

16. Ajoutons que notre voix est généralement écoutée, et que bientôt, sur différents points de la France et de l'étranger, et sur des réseaux très-accidentés, circuleront de nos machines articulées, ou des locomotives auxquelles nos organes spéciaux d'articulation auront été ajoutés. Les résultats ne se feront donc pas attendre, et leur publication intéressera vivement les administrations de chemins de fer, en France surtout. En effet, les circonstances présentes donnent à la question des locomotives puissantes et à la marche économique un grand cachet d'actualité. Nous voulons parler de la tendance à l'abaissement des tarifs de transport, surtout en ce qui concerne les marchandises lourdes, les céréales, les combustibles, les minerais, les matériaux divers, etc. Des promesses formelles ont été faites dans ce sens à l'industrie, et les mesures qui seront prises à cet égard, ne concerneront pas uniquement les rivières et les canaux, mais bien aussi les lignes ferrées.

Or, il existe pour la traction économique sur chemins de fer, lorsqu'il s'agit de marchandises pesantes et de trains qui ne se décomposent pas trop en route, un grand principe, que l'expérience des dernières années est venue consacrer avec toute l'inflexibilité du chiffre; ce principe, ou plutôt cet axiôme, peut se traduire ainsi :

Locomotive unique la plus puissante possible, remorquant des trains composés de grands waggons chargés au maximum et en nombre suffisant, pour représenter la charge maxima que la machine peut traîner sûrement; longs parcours avec la même machine, petites vitesses.

Les conditions ci-dessus ont été remplies jusqu'ici par les grandes locomotives rigides, à huit roues accouplées, qui ont été construites, il y a quelques années, pour les lignes du Nord et de l'Est. Mais ces mêmes machines ne pourront faire le service sur les nouvelles lignes à courbes de petit rayon; les compagnies verront donc d'un bon œil la réussite de machines articulées, qui, tout en présentant en ligne droite la même stabilité et les mêmes résultats de traction que les machines rigides, auront sur celles-ci l'avantage d'être mieux suspendues, d'abîmer moins la voie et de pouvoir circuler sur tous les embranchements, quelque accidentés qu'ils puissent être.

Nous recueillerons avec soin tous les documents officiels qu'il nous sera possible de nous procurer sur la marche de nos différentes machines articulées, qui vont successivement entrer en service. Au bout d'une certaine période, ces documents feront l'objet d'une note additionnelle, que nous présenterons à votre Société, comme le complément obligé du mémoire que nous allons avoir l'honneur de vous lire.

Division du mémoire.

17. Nous avons divisé notre mémoire en trois parties. Dans la première, nous exposons les conditions du programme du passage des Apennins entre Bologne et Pistoïa; chemin de fer de l'Italie

centrale. Nous disons les raisons qui nous ont dicté les différentes dispositions spéciales d'une locomotive, capable de remorquer régulièrement sur cette ligne des trains d'un poids déterminé, et nous donnons la description succincte de notre appareil.

Dans la seconde partie se trouve l'explication des planches jointes au présent mémoire; l'énumération de tous les organes de notre locomotive *la Rampe*, à articulation et accouplement combinés. Nous y rappelons très-sommairement quelques-uns des calculs qui se rattachent à la détermination desdits organes, et entrons dans certains détails d'exécution qui peuvent intéresser.

Nous terminons par le compte-rendu d'une série d'expériences faites avec les locomotives *la Rampe* et *la Courbe*, sur les lignes du Central suisse et de la Méditerranée, et nous publions les pièces justificatives ayant trait à ces expériences.

PREMIÈRE PARTIE.

18. Le passage des Apennins par un chemin de fer, entre Bologne et Pistoïa, comptera dans les annales de la construction française et y fera époque, à cause des difficultés vaincues, tout autant que le passage du Semmering a fait époque dans la construction autrichienne. Le peu de renseignements que nous avons eus en notre possession ne nous permet pas de décrire en détail le tracé de la ligne exécutée sous l'habile direction de notre compatriote, l'ingénieur en chef Protsch. Ces détails, du reste, ne sont pas nécessaires à l'intelligence de ce qui va suivre. Un court résumé suffira.

19. On sait que l'ancienne ligne lombardo-vénétienne, qui joint Milan à Venise, sera réunie à la nouvelle ligne de l'Italie centrale (Plaisance-Parme-Bologne) par le prolongement de la ligne actuelle Vérone-Mantoue, qui ira s'embrancher à Reggio sur le réseau central. Afin de réunir également le port de Livourne et la ville de Florence audit réseau, l'administration autrichienne, à laquelle a succédé une Compagnie française, avait décidé que,

Pistoïa se trouvant déjà en communication avec Livourne et Florence, il fallait franchir les Apennins et conduire une voie ferrée de Bologne à Pistoïa.

20. Voici en deux mots le profil de ce chemin de fer : Partant de Bologne, la ligne s'élève pendant cinquante-cinq kilomètres environ, par des rampes successives de huit à neuf millièmes, jusqu'à la station de Poretta. De là jusqu'au point culminant Prochia, distant de treize kilomètres et demi de Poretta, la rampe est de dix-huit millièmes.

Sur le versant opposé, et à partir de Prochia, la ligne descend par des rampes presque continues de vingt-cinq millièmes pendant vingt-trois kilomètres et demi jusqu'à la station de Pistoïa.

La configuration du terrain est telle, qu'à plusieurs reprises la ligne revient sur elle-même, pour trouver le développement nécessaire à son établissement, et que le rayon des courbes, sur une grande partie du parcours, est de trois cents mètres seulement.

21. Lorsqu'on compare ce tracé du chemin de fer des Apennins au tracé si célèbre du Semmering, qui, comme on sait, traverse les Alpes Noriques entre les stations de Payerbach et de Muerzzuschlag, ligne de Trieste à Vienne, on voit que les difficultés sont à peu près les mêmes comme rampe dans les deux cas. En effet, à partir de Payerbach le chemin de fer Sud-autrichien s'élève par des rampes successives de vingt à vingt-cinq millimètres pendant dix-neuf kilomètres de parcours, jusqu'à la station de Semmering. Sur le versant opposé il descend à Muerzzuschlag, distant de douze kilomètres et demi, par des pentes de vingt, vingt-un et vingt-trois millièmes pendant huit kilomètres et demi environ, et de quatorze millièmes pendant un kilomètre et demi, pour arriver à l'horizontale après deux autres kilomètres en pente de trois millièmes.

22. Mais ce qui constituera un grand avantage pour la ligne centrale italienne, c'est que les nombreuses courbes de son parcours, quoique n'ayant en grande partie que trois cents mètres

de rayon en pleine voie, sont dans des conditions beaucoup plus favorables que celles de la ligne autrichienne, qui compte dans ses seize kilomètres de courbes, vingt-quatre courbes de cent quatre-vingt-dix mètres de rayon, et trente-cinq de deux cents mètres environ, toutes les autres étant de quatre, cinq et sept cents mètres. Ce sont ces courbes multipliées et rapides qui ont donné tant de tablature aux ingénieurs autrichiens, une fois qu'il s'est agi de traction, et qui aujourd'hui encore sont une cause ncessante de dép enses en rails et bandages de machines, dépenses accrues du reste par le poids considérable appliqué sur les essieux des machines Engerth, qui sont spécialement chargées de la traction sur le Semmering.

23. Les conditions probables d'exploitation de la ligne des Apennins ne sont pas à comparer à celles de Semmering, qui sert de passage au trafic de Trieste à Vienne, et vice-versâ; néanmoins, les nécessités de service mûrement pesées, on a cru devoir poser le programme de la traction sur les Apennins de la façon suivante :

Construire un appareil capable de remorquer de cent à cent dix tonnes (de 1,000 kilog.) par les plus mauvais temps, et cent cinquante tonnes avec des conditions climatériques favorables, sur la rampe de vingt-cinq millièmes; ladite rampe, qui a vingt-trois kilomètres et demi de longueur, devant être franchie en deux heures par les trains de marchandises, et en une heure et demie, soit seize kilomètres à l'heure, par les trains mixtes.

Combiner l'appareil de telle sorte qu'il accomplisse le travail précité sans qu'on emploie son maximum de puissance, et sans qu'aucun de ses essieux ne soit chargé de plus de douze tonnes.

24. Il résulte *à priori* de l'inspection du programme ci-dessus, que le remorqueur à étudier devrait être une machine tender à huit roues accouplées.

En effet, cent tonnes brut remorquées par le mauvais temps sur une rampe de vingt-cinq millièmes, en courbe de trois cents mètres, à une vitesse de douze kilomètres à l'heure seulement,

exigent, comme le calcul l'indique, un minimum de puissance de traction de 3,000 kilog.; tandis que la plus forte machine ordinaire à six roues accouplées, avec onze tonnes de charge par essieu, soit trente-trois tonnes de charge adhérente, ne donne, lorsque par le mauvais temps le coefficient d'adhérence est tombé entre le onzième et le douzième, qu'une puissance de traction totale de 3,000 kilog., qui se réduit à 1,500 kilog. environ de puissance disponible pour le train, lorsqu'on retranche la force absorbée par la machine elle-même et son tender, lequel pèse chargé, de dix-huit à vingt tonnes.

25. Une locomotive de six roues accouplées, construite spécialement, dont l'adhérence totale serait portée à trente-six tonnes, avec un tender le plus léger possible, serait également insuffisante pour remorquer la charge de cent tonnes dans les conditions précitées; tandis qu'une machine tender, portant son approvisionnement d'eau et de charbon pour un certain parcours, et présentant quarante-huit tonnes de charge maxima sur ses essieux accouplés, donnerait précisément une puissance de traction disponible de 3,000 kilog., en adoptant un onzième pour coefficient d'adhérence.

26. Aussi la solution nous semblait-elle d'abord assez simple, la machine tender ayant l'avantage d'économiser l'effort de traction qu'absorbe le tender dans une machine ordinaire, considération importante lorsqu'il s'agit de rampes de vingt-cinq millièmes, sur lesquelles cet effort est de un cinquième à peu près de celui exigé par le train tout entier.

Nous avions sous les yeux, comme point de départ et de comparaison, deux types de machines tender, qui méritaient une sérieuse étude. C'était, d'une part, les locomotives-jumelles, construites par feu Robert Stephenson, et par l'usine belge de Seraing, pour le passage du Giovi, entre Ponte-Decimo et Busalla, ligne de Turin à Gênes; d'autre part, les puissantes locomotives-tender en construction chez Borsig, de Berlin, et destinées à remorquer de forts trains de charbon sur les lignes prussiennes.

27. L'appareil conjugé piémontais se compose, comme on sait, de deux locomotives ordinaires à quatre roues, réunies boîte à feu contre boîte à feu. Chaque machine porte sa provision d'eau et de combustible, et ses quatre roues sont accouplées; ce qui constitue un système de huit roues accouplées, divisées en deux groupes indépendants l'un de l'autre. Cette disposition présente un certain avantage pour la facilité du passage dans les courbes de petit rayon, par la raison toute simple que l'empattement de chaque groupe est réduit à $2^{m},400$; il supprime de plus la solidarité de huit bandages, chargés souvent inégalement et sollicités à glisser, par suite de leurs vitesses angulaires respectives; on en a conclu que l'usure des bandages devait être réduite à proportion. Ce fait est loin de nous être démontré; l'usure des bandages est énorme, au contraire, sur le chemin piémontais, et cette usure est d'autant plus anormale qu'elle n'a lieu qu'à la montée, c'est-à-dire pendant la moitié du parcours; les freins, à la descente, n'agissant pas sur les roues, mais directement sur la voie, et la charge sur les bandages étant diminuée en raison directe de l'action du frein. Or, comme il résulte de documents officiels que les bandages des machines jumelles dépassent rarement douze mille kilomètres, et sont hors de service souvent à huit mille, suivant leur qualité, et que nous avons sous les yeux d'autres documents officiels, qui assignent une durée double à des bandages de machines à six roues accouplées, portant une charge plus faible, il est vrai, mais montées sur des essieux de trois mètres d'empattement et plus, et faisant un service régulier sur des rampes à peu près identiques, nous en concluons que des bandages trop chargés ne résistent pas, qu'ils soient réunis par quatre ou par huit. Le grand point est que la machine patine le moins souvent possible, car c'est le patinage surtout qui détruit les bandages; il faut, de plus, qu'elle soit stable, et que l'absence de mouvements insolites supprime le cisaillement et l'usure qui en est la conséquence.

28. Mais ces machines locomotives ont un autre défaut, bien

plus capital, suivant nous. Malgré l'unité de conduite, rendue possible par la réunion des boîtes à feu, et la communauté du parquet pour le machiniste et ses deux aides, le système n'en implique pas moins l'emploi de deux petites chaudières à tubes courts; chaudières de dimensions telles que la combustion économique y est impossible. Cet inconvénient est d'autant plus sensible au cas particulier, que les machines de rampes sont toujours surmenées. Quoi de plus naturel, en effet, que de leur donner toujours le maximum de charge, alors que souvent ce maximum n'est pas rémunérateur pour le tractionnaire. A quoi se réduit alors l'unité de conduite dans un remorqueur qui marche continuellement à pleine charge à la remonte. Il se réduit, tous les praticiens le savent, à bourrer le foyer de combustible, à stimuler le tirage par l'échappement, à alimenter le moins possible, avec de l'eau la plus chaude possible, de manière à fonctionner toujours au maximum de pression et les soupapes fumant, pour se maintenir en vitesse. Sont-ce là des conditions économiques de traction? Non vraiment, et les chiffres officiels de dépenses de combustibles sur la rampe de Ponte-Decimo-Busalla le prouvent de reste.

29. Ajoutons encore, que, si en somme la traction se fait sur cette rampe chèrement, mais régulièrement, c'est que nous considérons chaque passage à la remonte comme un coup de collier puissant donné par chacun des petits moteurs, sous l'impulsion de machinistes qui en ont pris l'habitude, mais non comme une marche normale; et que si les neuf kilomètres et demi environ en rampes successives de vingt et un et vingt-huit millièmes sur quatre kilomètres, de trente-cinq millièmes sur deux kilomètres et demi, et de vingt-huit millièmes en tunnel sur trois kilomètres un tiers, sont franchis journellement par l'appareil jumellé, avec quatre-vingts tonnes de charge moyenne remorquée, il est souvent à bout de forces en arrivant au faîte, manquant d'eau dans la chaudière, et demandant à avoir les feux piqués, les boîtes à fumée vidées, et qu'il lui serait bien difficile, pour ne pas dire impos-

sible, de continuer son parcours pendant treize autres kilomètres. Or, aux Apennins, nous aurons à franchir vingt-trois kilomètres en rampes continues de vingt-cinq millièmes.

30. Dans la condition de marche sur rampe continue, plutôt que dans toute autre, nous nions donc en principe la possibilité de construire deux petites chaudières et deux moteurs accouplés pouvant marcher comme production économique de vapeur, et comme emploi judicieux de ladite vapeur d'une façon aussi favorable qu'un générateur et un moteur unique de même force. C'est là un fait indiscutable, que l'expérience a prouvé, de reste, sur toutes les lignes françaises, où des locomotives de huit roues accouplées et 190 m.c. de surface de chauffe, ont remplacé, pour un service régulier, le service fait exceptionnellement avant elles en double traction, par des locomotives à six roues accouplées, de 96 à 100 m.c. de surface chacune. Tous les comptes-rendus des tractionnaires en font foi.

31. De plus, les machines piémontaises, avec leurs 70 m.c. de surface de chauffe chacune, pèsent garnies environ 27 tonnes. Elles constituent donc, à elles deux, 140 mètres de surface de chauffe totale, et une adhérence moyenne de cinquante et une tonnes, lorsque, après un certain parcours, il ne reste plus que trois mille litres d'eau répartis dans les soutes des deux machines, et qu'une partie du combustible a été employée; ces chiffres donnent treize tonnes de charge moyenne par essieu, et treize tonnes et demie au départ, charge proscrite comme trop considérable par notre programme.

32. Il est vrai qu'on eût pu modifier avantageusement ce système, en construisant deux locomotives à six roues accouplées, ayant chacune trois mètres d'empattement et 100 m.c. de surface de chauffe, avec une chaudière à longs tubes; ces deux machines, tournées comme dans le système piémontais, mais attelées par l'intermédiaire d'un tender léger, à double face, contenant le combustible dans deux caisses qui auraient laissé entre elles un passage libre pour le mécanicien, et portant sous le parquet une caisse à eau additionnelle.

Ce tender, de quatre ou six roues, eût été muni d'un frein qui aurait pu être manœuvré par l'un ou par l'autre des chauffeurs, ou par les deux à la fois; ce qui eût supprimé le frein piémontais à patins frottant sur le rail, que nous regardons comme dangereux lorsqu'il s'agit de franchir des courbes de petit rayon, et comme devant contribuer pour sa part à l'usure des rails, ainsi que le prouve assez la détérioration rapide du sabot du frein en lui-même.

De cette façon, la charge par essieu eût pu être ramenée à onze tonnes et demie environ, ce qui eût diminué sans doute l'usure des bandages, et les chaudières eussent fonctionné d'une façon beaucoup plus rationnelle, sans toutefois jamais atteindre le chiffre réduit de consommation du moteur unique.

Or le prix du combustible devant jouer un rôle important dans la traction sur les lignes centrales italiennes, nous avons complétement abandonné l'idée de profiter de l'expérience acquise, pour remanier un projet de moteur conjugué.

33. Restait la machine-tender prussienne. Elle nous paraissait ne devoir présenter d'autre inconvénient, que le poids exagéré réparti sur ses six roues accouplées. Avec cent trente mètres de surface de chauffe, un approvisionnement d'eau de quatre mille litres, et de 1,500 kilog. de charbon dans les soutes, elle devait peser quarante-quatre tonnes environ; soit plus de quatorze tonnes et demie par essieu, en supposant la charge uniformément répartie[1]. Cette charge excessive, difficilement acceptable pour les chemins prussiens, où la voie est cependant aussi bien entretenue qu'elle est admirablement exécutée, n'était nullement

---

[1] L'expérience a prouvé que les machines que nous citons ici avaient en service la répartition suivante :

Roue d'avant.	13,000	kilog.
» du milieu.	15,750	»
» d'arrière	15,550	»
Total	44,300	kilog.

admissible au cas particulier, alors que le programme limitait à douze tonnes la charge maxima par essieu.

Mais, tout en restant dans l'ordre d'idée qui avait présidé à l'établissement du modèle prussien, on pouvait chercher à construire une machine tender à huit roues accouplées, parfaitement équilibrée sur ses huit roues, et ayant, par rapport à la machine Borsig, une augmentation de surface de chauffe et de soute à eau et à charbon permise par l'addition d'un essieu, sans toutefois dépasser la charge maxima prescrite. Il suffisait de trouver une articulation convenable pour le train, afin de racheter l'empattement trop considérable, dû à quatre essieux munis de roues de $1^{m},100$ à $1^{m},200$ de diamètre, empattement incompatible avec des courbes de trois cents mètres de rayon; et pour diminuer le mouvement de lacet, de rapprocher, par une combinaison mécanique quelconque, l'entr'axe des cylindres beaucoup trop écartés, suivant nous, dans les locomotives ordinaires à cylindres extérieurs. Avec un bon frein pour la descente, cette machine nous paraissait irréprochable pour le service spécial des rampes, aussi avons-nous travaillé activement ce premier programme.

34. Mais notre avant-projet achevé, et nos calculs de poids établis, nous avons trouvé que notre machine était impossible, à cause de la surcharge des essieux.

En effet, avec une chaudière de cent soixante-dix à cent quatre-vingts mètres de surface de chauffe, surface indispensable, suivant nous, pour livrer dans des conditions économiques la quantité de vapeur correspondant à quarante-sept tonnes d'adhérence environ, cette chaudière, construite dans des conditions de solidité et de durée tout exceptionnelles; avec les fortes et pesantes pièces de forge, nécessitées par le système d'articulation auquel nous nous étions arrêtés; avec l'augmentation de poids dû au prolongement des essieux et aux manivelles d'accouplement, disposition qui comporte des collets extérieurs aux roues, lesquels collets, par l'intermédiaire de ressorts très-élastiques, donnent une grande stabilité à tout l'appareil dans le sens trans-

versal à la voie, lorsqu'il s'agit de franchir en vitesse à la descente des courbes de petit rayon ; avec tout l'attirail d'un frein puissant, et les proportions de bielles motrices et d'accouplement que nous trouvions nécessaires, non-seulement pour une marche sûre, à pleine charge à la montée, mais pour la descente à contre-vapeur, sans craindre aucune rupture, pour les cas où l'insuffisance des freins, une accélération fortuite de la vitesse, ou un obstacle quelconque, nécessiterait cette mesure ; enfin, avec des soutes à eau et à charbon d'une contenance correspondant à un trajet de trente-cinq à quarante minutes sur la rampe de vingt-cinq millièmes, avec la charge maxima ; avec tous ces emménagements, disons-nous, le calcul nous donnait, pour le poids total de notre machine en état de service, le poids inadmissible de cinquante-cinq tonnes, réparties à raison de quinze tonnes sur l'essieu d'arrière, et de quarante tonnes sur les trois autres.

35. Il y avait donc, non-seulement surchargé, mais ce qui est bien pis pour une machine accouplée, surcharge inégale, mauvaise répartition du poids de l'appareil sur le train.

Ce mal était sans remède, à moins d'ajouter un cinquième essieu, articulé à l'arrière de la machine, ou de renoncer à l'élargissement de la boîte à feu, ce qui eût permis de reporter tous les essieux vers l'arrière, en conservant du reste leurs distances relatives.

Adopter ce dernier parti, c'était nous condamner de gaîté de cœur à construire ce qui est, suivant nous, une mauvaise chaudière ; c'était renoncer aux enseignements de l'expérience, toutes en faveur des grilles élargies, et tout cela pour établir une machine qui, en définitive, serait encore trop lourde.

36. La solution dès lors était dictée d'avance. Il fallait, pour alléger la machine, la débarrasser de ses soutes à eau et à charbon, et construire un tender le plus léger possible, indépendant de fait, mais qui, par une disposition spéciale, pourrait, une fois attelé, remplacer le cinquième essieu dont nous parlions plus haut, supporter l'excédant de charge de la boîte à feu, et ramener sur

les quatre essieux accouplés l'égalité de charge si nécessaire aux bandages d'un remorqueur pesant.

On renonçait ainsi à l'avantage de la suppression du poids mort ; mais par contre, un tender permettait de prendre de l'eau en suffisance, et donnait pour l'approvisionnement de charbon, et son chargement dans le foyer, des facilités que les meilleures soutes solidaires avec la machine ne peuvent donner.

Ce poids même du tender nous devenait utile à la descente, puisqu'il nous permettait d'appliquer à ses roues un bon frein, qui allégerait et simplifierait d'autant la machine, et diminuerait l'usure de ses bandages en reportant sur ceux du tender, dont la conservation est moins importante, le frottement de ses sabots.

37. Pour nous résumer, cela revenait à combiner une locomotive, aussi puissante que les plus fortes Engerth françaises, ayant comme elles huit roues accouplées, mais dont les essieux, au lieu d'être rigides, seraient articulés ; et à munir cette locomotive d'un tender indépendant, qui, au lieu de s'appuyer en partie sur le châssis de la machine et d'en être solidaire, serait porté par ses roues seules et servirait, comme nous l'avons dit plus haut, à égaliser les charges, à empêcher les oscillations et à arriver à plus de stabilité encore qu'on en obtient dans les Engerth à huit roues accouplées.

38. Ces célèbres locomotives sont trop connues et ont été trop décrites dans tous les ouvrages spéciaux, pour que nous voulions revenir longuement ici sur leur compte. Il faut néanmoins, pour l'intelligence du paragraphe précédent et pour ce qui va suivre, que nous en disions quelques mots. C'est, du reste, une occasion pour nous de rendre un hommage personnel à une conception remarquable sous bien des rapports, et qui a été l'expression d'un grand progrès dans l'art du tractionnaire.

39. Cette locomotive est née, comme on sait, à la suite du grand concours ouvert par le gouvernement autrichien pour savoir quelle serait la machine qui franchirait le mieux, avec une charge déterminée, les rampes et les courbes du Semmering. Tout en ne

copiant aucune des quatre machines du concours, machines que nous avons pu voir reléguées, à demi démolies, dans un atelier écarté de la ligne Sud-autrichienne. M. le conseiller impérial Engerth, en observateur éclairé et habile, s'est inspiré des résultats, si ce n'est des dispositions desdites machines, pour en recomposer une nouvelle, et si tous les organes de la locomotive qu'il a produite avaient pu fonctionner pratiquement bien, elle serait aujourd'hui encore le vrai type de la locomotive de montagne. Malheureusement pour l'appareil de l'éminent ingénieur autrichien, on n'a pu lui conserver simultanément l'adhérence maxima qui la rendait si remarquable, et la flexibilité qu'elle devait déployer dans le passage des courbes de petit rayon.

Les machines de ce type n'en font pas moins un service très-régulier pour le passage du Semmering, et si elles ne le font pas de la facon peut-être la plus économique, ce n'est pas, suivant nous, une raison de les déprécier, comme on le fait aujourd'hui en France, après les avoir au début élevées au pinacle de la faveur.

40. On ne devrait pas oublier qu'elles ont été, en somme, et qu'elles sont encore une solution très-acceptable pour la traction de la ligne en vue de laquelle elles ont été construites, et que, d'un autre côté, adoptées en France et reproduites avec une notable augmentation de puissance, elles sont devenues la première expression mécanique de cette idée féconde en résultats, que nous citions dans notre avant-propos en parlant de la traction économique sur les chemins de fer. Unité du moteur, surface de chauffe et adhérence maxima ou à peu près, trains directs immenses remorqués à petite vitesse.

Ce qui précède constitue, suivant nous, un grand mérite, qui a été reconnu et récompensé, du reste, dans la personne de M. Engerth, à l'exposition universelle de 1855.

41. Voici maintenant ce que l'expérience nous a appris sur ce système. Les machines Engerth autrichiennes (c'est à dessein que

nous insistons sur cette distinction) présentent les dispositions suivantes :

Une grande et longue chaudière d'excellente proportion, donnant 155 mèt. de surface de chauffe environ, posée, ainsi que les soutes à eau et à charbon, sur deux châssis solidaires l'un de l'autre, et articulant entre eux d'après le principe des trains mobiles américains, avec cette différence, qu'à l'opposé du châssis mobile américain, placé à l'avant, le châssis mobile de l'Engerth se trouve à l'arrière, de façon à encadrer et à supporter la boîte à feu; et que le pivot, au lieu d'être au centre de figure du châssis, se trouve forcément très en avant de ce point.

Le châssis de la machine, faisant corps avec la chaudière, est porté par trois essieux d'un empattement de 2^m,300 seulement; ces essieux, accouplés entre eux au moyen de bielles d'accouplement agissant sur des boutons de manivelle pris sur les roues, portent en service une charge adhérente totale de 40 tonnes 1/2, réparties ainsi qu'il suit :

1re paire, à partir de l'avant :	14,000
2e » » »	12,500
3e » » »	14,000
Total	40,500

Le châssis du tender, qui articule avec celui de la machine, porte sa part du poids du foyer, une fraction des soutes à eau et les soutes à charbon. Il repose sur deux essieux d'un empattement de 2^m,500; ces essieux sont accouplés entre eux au moyen de manivelles extérieures au châssis et de bielles; ils donnent une adhérence totale d'environ 17 tonnes. Enfin, ces deux groupes d'essieux :

L'un de trois essieux parallèles entre eux et accouplés, donnant une adhérence totale de 40 tonnes environ;

L'autre de deux essieux, également parallèles entre eux et accouplés, donnant une adhérence totale de 17 tonnes environ;

Etaient à volonté accouplés ensemble au moyen d'engrenages, tentative déjà faite, du reste, en Amérique.

L'inventeur comptait que ces engrenages, parfaitement exécutés en métaux de choix, résisteraient en marche, et que, par leur intermédiaire, le problème de l'accouplement d'essieux divergents se trouvant résolu, il disposerait d'une adhérence totale de 56 à 57 tonnes; ce qui évidemment eût été un résultat magnifique pour un remorqueur unique, appelé à fonctionner presque toujours dans des conditions climatériques très-défavorables au coéfficient d'adhérence. Mais l'expérience a prouvé l'impossibilité pratique des engrenages fonctionnant avec une roue intermédiaire folle, et leur suppression forcée a ramené l'Engerth autrichienne aux proportions suivantes : Une locomotive tender à six roues accouplées, d'un poids total en service de 56 à 57 tonnes, ne donnant que 39 à 40 tonnes comme adhérence totale; assez souvent insuffisante pour utiliser la surface de chauffe de 155 mètres.

42. Voici maintenant les inconvénients pratiques de l'Engerth autrichienne, tels que les signalent les adversaires du système. Nécessité de renvoyer l'appareil aux ateliers pour une réparation quelconque au tender, celui-ci étant étroitement solidaire avec la machine; usure rapide des bandages en général : ceux de la machine, à cause de l'excès de poids qu'ils portent; ceux du second essieu du tender, à cause de la pression exercée sur ses boudins par les rails, dans les courbes de petit rayon.

En cas de déraillement, impossibilité matérielle de remettre l'appareil promptement sur la voie, par suite de l'énorme difficulté qu'on éprouve à en séparer les deux parties faussées et gauchies par le déraillement.

Enfin, grande instabilité à la descente, instabilité due au très-petit empattement des six roues accouplées, au grand écartement des cylindres extérieurs, et au petit diamètre des roues, diamètre qui limite l'action des plus lourds contre-poids.

Cette instabilité à la descente des rampes serait intolérable pour le personnel des mécaniciens et chauffeurs, s'ils étaient sur la machine; mais, comme de fait ils se tiennent sur le tender, elle ne leur est nullement sensible. Elle n'en existe pas moins,

ainsi que l'indique l'énorme amplitude des déplacements à la jonction de la boîte à feu avec le parquet du tender, et le lacet de la machine doit contribuer, dans une certaine limite, à l'usure et au cisaillement des bandages et de la voie.

43. L'inconvénient du manque d'adhérence et de l'instabilité n'existe pas dans les Engerth françaises, modifiées pour le service des forts trains de marchandises sur nos lignes du Nord et de l'Est. Ces machines ayant 190 mèt. de surface de chauffe environ, se trouvent portées par douze roues, dont huit accouplées entre elles par des bielles, donnant un écartement rigide de 3,950, et quatre non couplées portant l'arrière-train articulé, sur lequel se trouve la soute à charbon et une partie de la soute à eau. Elles font un excellent service de traction et produisent la vapeur dans des conditions très-économiques, comme nous l'avons dit plus haut; elles sont fort stables et présentent une adhérence totale de 39 à 41 tonnes, suivant la quantité d'eau que contiennent les soutes. Cette adhérence, très-suffisante pour des rampes qui ne dépassent pas cinq millièmes, est insuffisante en pays de montagne; de plus, la rigidité des quatre essieux couplés interdit complétement à ces machines une marche supportable dans des courbes de petit rayon.

44. C'est, bien pénétré des avantages et des inconvénients des divers systèmes que nous venons de détailler, que nous avons définitivement arrêté le projet et exécuté la machine dont nous allons donner la description succincte, nous réservant d'entrer dans de plus grands détails techniques dans la 2e partie de ce mémoire, qui traite de l'explication des planches.

Description de la locomotive de montagne à articulation et accouplement combinés.

LA RAMPE.

45. Puissance, stabilité, flexibilité, sont trois conditions que nous avons toujours eues en vue, aussi bien en traçant notre

machine qu'en l'exécutant; pour arriver au but, nous n'avons reculé devant rien, pas même devant la complication apparente de certains détails, encore moins devant le coût de certains autres. Le prix d'achat est peu de chose lorsque le résultat est obtenu, pourvu que les organes chers ne soient pas de ceux qu'on renouvelle.

Puissance.

46. La chaudière de notre machine est timbrée à sept atmosphères; elle a 173 m.c. de surface de chauffe, dont 9^m,40 donnés par la boîte à feu, et 163^m,60 donnés par 222 tubes de 53 m.m. de diamètre extérieur sur 4^m,800 de longueur.

Ainsi que le prouvent les calculs consignés dans la 2e partie de ce mémoire, cette surface de chauffe est suffisante pour alimenter de vapeur, dans d'excellentes conditions, les cylindres de la machine calculés en conséquence; elle peut dès lors fonctionner économiquement à la vitesse de régime du programme, en remorquant la charge prescrite sur des rampes déterminées.

Les huit roues accouplées ont 1^m,200 de diamètre, les cylindres 0^m,540 de diamètre, et les pistons 0^m,560 de course. L'adhérence totale, la machine garnie, est de 47,300 à 48,000 kilog., suivant la hauteur de l'eau dans la chaudière. Dans une des pesées faites sur une bascule à 10 ponts, avec tous les soins imaginables, nous avons obtenu pour le poids total de l'appareil, la machine garnie, et le tender portant 7,500 litres d'eau et 2,500 kilog. de combustible, le poids de 70,850 kilog., répartis ainsi qu'il suit :

Essieu d'avant de la machine,	11,800	Total adhérent : 47,300.
Deux essieux du milieu,	23,600	
Essieu d'arrière,	11,900	
1re paire de roues du tender,	5,200	Poids mort : 23,550.
2e » » »	9,160	
3e » » »	9,190	
Total égal	70,850	

Le poids adhérent est donc le double du poids mort du tender. L'expérience, d'accord avec nos calculs, a prouvé, ainsi qu'on

le verra dans le compte-rendu des essais, que dans des conditions climatériques peu favorables, en Mars dernier, *la Rampe* remorquait sur 25 millièmes, la charge maxima du programme (de 150 à 161 tonnes), à la vitesse de 16 kilomètres à l'heure, la chaudière et tous les organes se trouvant fonctionner ainsi d'une façon tout à fait normale, l'alimentation facile et la machine arrivant au haut de la rampe en pression, le tube plein d'eau et le le feu en parfait état.

Flexibilité. — Stabilité.

47. Tous les hommes spéciaux qui ont suivi la marche des machines *la Rampe* et *la Courbe*, ont été frappés non-seulement de leur stabilité et de leur flexibilité, mais de la douceur de leurs allures et de leur parfaite suspension.

Nous avons en effet poursuivi ce résultat par tous les moyens en notre pouvoir, persuadés que nous sommes qu'un remorqueur très pesant peut seul faire un service régulier sur rampes continues, mais qu'il est possible aussi d'atténuer très-sensiblement l'effet destructeur de son poids sur la voie, non-seulement en répartissant également ce poids sur les roues accouplées, mais en faisant disparaître le plus possible tous les mouvements insolites du galop, du lacet, du roulis et du tangage.

48. Voici quelles sont les combinaisons mécaniques que cet ordre d'idées nous a suggérées :

Une fois le tender attelé à la machine, celle-ci se trouve de fait portée par cinq essieux ; quatre essieux accouplés faisant corps avec elle, et l'essieu d'avant du tender. Nous reviendrons plus tard sur les fonctions de ce dernier.

Les quatre essieux accouplés, montés sur des roues de $1^{m},200$ de diamètre, déterminent un empattement total de $3^{m},900$. C'est pour combattre la rigidité qui serait résultée de cet empattement, que nous avons résolu, par le moyen d'organes les plus robustes possibles, le problème du déplacement des essieux transversalement à la voie, leur parallélisme étant maintenu.

Cette idée n'est pas neuve, nous la croyons américaine; seulement son expression mécanique diffère tellement chez nous de celle adoptée en Amérique, qu'on ne reconnaît même plus de similitude. Nous donnons dans les notes à consulter la disposition américaine; elle est assez vicieuse pour que les machines venues en Allemagne, en étant munies, aient été promptemement disloquées et le système abandonné.

49. Notre combinaison est la suivante : Chaque essieu de la machine a quatre collets, deux extérieurs et deux intérieurs.

Les boîtes à graisse des collets intérieurs, enveloppées dans des brides à doubles pivots verticaux, sont réunies d'un essieu à l'autre, et par deux du même côté, au moyen de bâtis intérieurs mobiles, lesquels peuvent articuler autour de quatre sphères prises dans les supports de chaudière. C'est par l'intermédiaire de ces sphères, reposant chacune dans une crapaudine de bâtis mobile, que les trois quarts environ du poids de la machine sont reportés sur les huit collets intérieurs. Le reste du poids repose sur les boîtes à graisse des collets extérieurs. Celles-ci sont prises et guidées par un châssis extérieur rigide, qui forme avec ses traverses d'avant et d'arrière un rectangle entourant toute la machine; ce rectangle, entretoisé par les supports de chaudière, est fixé à la boîte à fumée de la manière la plus complète; il l'est de même à la boîte à feu, mais de façon que la chaudière puisse se dilater, sans rencontrer la moindre résistance. C'est le bâti extérieur qui porte les cylindres; c'est à lui qu'est attelé le train à la montée; c'est lui qui reçoit les secousses et les poussées à la descente. Les boîtes à graisse extérieures qu'il guide, pour en maintenir rigoureusement le parallélisme, ont chacune dans leurs glissières respectives un jeu transversal de 40 m.m., soit 20 m.m. de chaque côté.

Quand la machine entre dans une courbe, la pression des rails extérieurs contre les bandages des roues du premier essieu de chaque groupe, se transmet directement par les pivots verticaux des boîtes à graisse des collets intérieurs aux bâtis mobiles. Ceux-

ci, oscillant autour des sphères, entraînent dans leur mouvement les deux autres essieux de chaque groupe, en les faisant glisser transversalement à eux-mêmes. Les bandages, les manivells extérieures et les bielles d'accouplement arrivent ainsi à se placer tout naturellement dans des plans verticaux différents, jusqu'à ce que les boudins des roues conductrices ne soient plus serrés contre le rail extérieur de la courbe; auquel cas, c'est-à-dire quand on rentre en ligne droite, ils reprennent leur position primitive, qui est celle où tous les bandages se trouvent dans un plan vertical.

50. Pour faciliter ce mouvement d'obliquité aux bielles d'accouplement, nous avons donné aux boutons de manivelle la forme sphérique. Le tracé graphique prouve du reste que la déviation transversale des essieux, pour une courbe de 100 mèt. de rayon, est telle, que dans l'arc décrit d'un centre de bouton à l'autre, avec la déviation pour amplitude et la longueur de bielle d'accouplement pour rayon, l'arc décrit et la tangente se confondent.

C'est ce qui fait que les coussinets des bielles extérieures n'ont pas plus chauffé en marche que celles d'une machine ordinaire, et qu'ils sont intacts à la machine *la Rampe*, après 8,000 kilom de service.

51. Cette disposition toute nouvelle des essieux, outre les avantages qu'elle procure au véhicule pour le passage en courbe, a encore les suivants :

a) Grande surface frottante aux collets, ce qui diminue la charge par unité de surface, facilite le graissage et supprime la chauffe.

b) Grand écartement des collets extérieurs, ce qui donne plus de stabilité au système dans le sens transversal à la voie, et permet d'aborder sans crainte en vitesse les contre-courbes à rail extérieur déversé.

c) Suspension parfaite par l'intermédiaire de seize ressorts, qui atténuent singulièrement l'effet de la charge sur les rails; ce qui se remarque dans les points où la voie est mauvaise, où sur

d'autres machines on éprouve les secousses les plus désagréables, tandis que la nôtre reste douce dans ses réactions.

52. C'est ici le moment de parler des fonctions de l'essieu d'avant du tender, et de l'attelage spécial de ce véhicule avec la machine. Cet essieu d'avant a également quatre collets. Ceux extérieurs portent leur part du poids du tender, poids très-faible, qui ne dépasse pas 3,500 à 3,800 kilog. en moyenne. Les collets intérieurs sont pris dans deux plaques de garde spéciales et leurs boîtes à graisse, surmontées de ressorts à trois lames d'une flexibilité de 20 m.m. par tonne. Chaque ressort appuie contre une glissoire de forme spéciale, qui se meut dans le sens vertical, en obéissant aux oscillations du ressort. Ces glissoires, filetées à l'intérieur, reçoivent chacune une forte tige filetée du même pas, et terminée par une tête mi-sphérique noyée dans une crapaudine en bronze. Ce sont ces deux crapaudines, terminées en dessus par des surfaces planes, qui viennent se plaquer en dessous de la traverse d'arrière de la machine, et qui, lorsqu'on remonte les vis, reportent, par l'intermédiaire de celles-ci et de leurs ressorts respectifs, une certaine charge de la machine sur les collets extérieurs de l'essieu de tender qui nous occupe. Après quelques essais sur une bascule à dix ponts, on sait à très-peu près quelle charge on enlève à l'essieu d'arrière de la machine, lorsqu'on consulte des repères faits à ses glissières de boîtes à graisse; ce qui permet en service de répartir convenablement les charges, sans pour cela revenir à la bascule.

Ces deux points d'appui que trouve la machine sont très-efficaces et ont un double but; d'abord ils ont une grande part dans la douceur d'allures de l'appareil, ce qui se prouve bien facilement en marche, en détournant les deux tiges filetées, de façon à ce que les deux points d'appui ne touchent plus; les mouvements insolites de la machine deviennent aussitôt beaucoup plus sensibles. Comme galop, cela se comprend de reste; comme lacet, cela s'explique, suivant nous, de la manière suivante : Pour que la machine lacéye, c'est-à-dire pour qu'elle oscille dans un plan

horizontal, en pivotant autour de son centre de gravité, il faut non-seulement qu'elle repousse alternativement les tampons de butée qui la lient intimément au tender, mais encore qu'elle vainque le frottement développé par la partie plane des crapaudines des deux points d'appui, lesquelles jouent dès lors en communauté, avec les tampons de butée, le rôle d'anti-lacet.

Du reste, la tendance au lacet n'est pas forte dans notre machine; pour la diminuer, nous avons cherché à rapprocher le plus possible l'entr'axe de nos énormes cylindres, au moyen de la combinaison mécanique toute nouvelle que voici :

53. L'essieu d'avant est l'essieu moteur. Il est coudé, et porte en outre, des manivelles calées symétriquement aux coudes qui les avoisinent, de façon que, par l'intermédiaire de deux bielles motrices et d'une traverse portant les patins des glissières, chaque cylindre se trouve respectivement commandé, en dedans par un coude de l'essieu moteur, et en dehors par sa manivelle symétrique, laquelle sert en même temps à transmettre l'accouplement aux trois autres roues du même côté, par le moyen des manivelles extérieures et des bielles d'accouplement.

Cette disposition, jointe aux contre-poids disposés dans les huit roues, atténue profondément les actions perturbatrices dues aux pièces en mouvement, ainsi que le font parfaitement ressortir les calculs qui trouvent leur place dans la 2^{e} partie, calculs que les résultats ont pleinement confirmés.

54. Sur les manivelles d'accouplement de l'essieu moteur sont calées les poulies d'excentrique de distribution; sur les manivelles de l'essieu d'arrière les poulies d'excentrique commandent les pompes alimentaires de telle sorte, que tous les mouvements de la machine sont à l'extérieur, et que le machiniste peut les voir fonctionner de sa place et les graisser en marche, manœuvre souvent nécessaire lorsqu'on descend les rampes.

Nous donnons plus loin les calculs et les épures qui ont rapport à la distribution. Disons seulement ici que nous avons déterminé deux positions des tiroirs telles, que lorsqu'on tient le levier de

changement de marche aux points correspondants, on peut descendre toutes les rampes sans crainte, régulateur légèrement ouvert; la vapeur qui entre ne sert qu'à former un matelas qui fait frein devant les pistons, et ne laisse jamais la vitesse s'accélérer au-delà des limites voulues, à moins que les rails ne soient très-glissants; auquel cas on a recours, comme moyen additionnel et infaillible, au frein très-puissant qui agit simultanément sur les six roues du tender. Il est sous-entendu qu'on n'est pas réduit à enrayer ces roues, ce qui déterminerait immédiatement une série de facettes sur les bandages, et donnerait aux rails une usure proportionnelle; on détermine simplement, dans une certaine proportion, un frottement de glissement, en appuyant les six sabots de frein contre les bandages. Nous avons descendu de cette façon les rampes de 28 et 25 millièmes du Hauenstein, et cette facilité de se rendre maître de la vitesse à la descente, a vivement frappé les ingénieurs tractionnaires qui assistaient à nos essais.

Un autre avantage de cette disposition de la distribution, est que les pièces frottantes, tiroirs et pistons, sont continuellement baignées de vapeur à la descente; ce qui, joint à la possibilité d'introduire à volonté un peu d'huile, préserve ces pièces de l'usure à laquelle elles sont sujettes, lorsqu'on est forcé de tenir le régulateur fermé.

56. Revenons maintenant sur l'attelage spécial du tender, dont nous n'avons touché que quelques mots.

Afin d'éviter dans les courbes, les tractions et les poussées obliques, dues au peu de longueur des barres d'attelage ordinaires, poussées qui donnent beaucoup de raide à tout l'appareil et déterminent de fortes usures sur les boudins des roues, nous avons imaginé la disposition suivante[1] :

La machine et le tender se trouvant placés dans une courbe de

[1] On nous dit qu'une disposition analogue a été appliquée avant nous par M. Polonceau, au chemin de fer d'Orléans. Sans vouloir engager la question

100 mèt., on peut déterminer, par une épure, quels sont les deux points pris dans l'axe de la machine et du tender, qui correspondent en même temps à l'axe de la voie. Ce sont là les points d'attelage théorique pour cette courbe de 100 mètres.

Partant de là, nous avons fixé en l'un de ces points, et d'une façon rigide avec la traverse d'avant du tender, un balancier, aux extrémités duquel s'articulent deux bielles, qui viennent s'adapter par l'autre extrémité à deux points fixes, pris sur les bâtis extérieurs de la machine; en réunissant ces deux points fixes par une ligne imaginaire, on rencontrerait le point théorique d'attelage déterminé par l'épure. Un ressort de choc, complétement indépendant de l'attelage, mais agissant sur les deux tampons de butée, écartés seulement de 80 centimèt. d'axe en axe, permet de serrer à volonté le tender contre la machine, de telle sorte, que les deux bielles d'attelage se trouvent entrées avec une tension initiale de 40 m.m. environ; à la remonte la machine tire sur un point rigide; à la descente, la poussée du train sur le tender se trouve atténuée avant d'arriver à la machine, par la flexibilité du ressort de choc, qui peut librement agir, le boulon d'attelage du tender ayant un jeu longitudinal de six centimètres, dans le balancier d'attelage.

57. Telles sont les particularités les plus saillantes de notre appareil. Les autres organes, rentrant dans le domaine des locomotives ordinaires, trouveront leur description dans l'analyse des planches, analyse qui fait l'objet de la 2e partie de ce mémoire.

---

de priorité, nous ne pouvons que nous référer à la date de construction de notre petit modèle, et déclarer que nous n'avions aucune connaissance des études qui se faisaient dans l'espèce, sous la direction de M. Polonceau. Il y a, du reste, une notable différence entre les deux attelages, ainsi que l'inspection des dessins le fait voir. Le principe est le même, mais sa traduction mécanique est différente.

DEUXIÈME PARTIE.

Explication des planches.

Planche 155.

Vue extérieure en élévation de la machine et du tender.

Planche 156.

Fig. 1. Coupe longitudinale en élévation de la machine.
Fig. 2. Demi-plan, la chaudière enlevée.

Planche 157.

Fig. 1. Coupe transversale par la boîte à feu.
Fig. 2. Coupe transversale par l'axe d'un essieu droit et par l'axe du pivot.
Fig. 3. Vue de l'avant et coupe transversale par le cylindre.

Planche 158.

Fig. 1. Tender en élévation avec l'attelage de la machine.
Fig. 2. Demi-plan en coupe et
Demi-plan, vue extérieure.

Planche 159.

Ensemble du mouvement de distribution.
Fig. 1. Vue extérieure en élévation.
Fig. 2. Vue en plan.
Fig. 3. Détail du balancier d'articulation.

Planche 160.

Épure de la distribution; conditions ordinaires; marche en avant; la course du tiroir étant 103 m.m.

Planche 161.

Épure de la distribution; la course du tiroir étant 78 m.m.; marche en avant, la machine marchant en avant.

Planche 162.

Épure de la distribution; la machine descendant une rampe, vapeur renversée, la course du tiroir étant 103 m.m.

Nomenclature des lettres employées avec la désignation de l'organe que chaque lettre sert à spécifier.

A. *Boîte à fumée.*

a. Tubes dans la chaudière.

a^1 Cheminée.

a^2 Échappement variable.

a^3 Tuyau bifurqué de prise de vapeur.

a^4 Tuyau d'admission de vapeur.

a^5 Tôle divisant la boîte à fumée.

a^6 Tunnels pour le passage des bielles motrices.

a^7 Portière de la boîte à fumée.

a^8 Mouvement de l'échappement variable.

a^9 Tringle de mouvement de l'échappement.

a^{10}	Tôles formant la caisse qui renferme les cylindres.	Tôle cintrée couvrant la boîte à tiroir.
a^{11}		Tôle supportant la chaudière; plaque d'arrière.
a^{12}		Tôle supportant la chaudière; plaque d'avant.
a^{13}		Tôles du fond.
a^{14}		Tôles des côtés.

B. *Corps cylindrique de la chaudière.*

b. *b*. Tirants longitudinaux.

b^1 b^1 Cornières cintrées dans l'intérieur de la chaudière.

b^2 Dôme du régulateur.

b^3 Régulateur.

b^4 Tiroir du régulateur.

b^5 Bielle du tiroir du régulateur.
b^6 Arbre et manivelle pour le mouvement de cette bielle.
b^7 Soupape de sûreté (130 millim. de diamètre).
b^8 Levier de cette soupape.
b^9 Balance de cette soupape.
b^{10} Sablier.
b^{11} Tuyaux conduisant le sable aux rails.
b^{12} Enveloppe du dôme du régulateur.
b^{13} Armatures de la plaque tubulaire en fer.
b^{14} Tuyau de prise de vapeur.

C. *Enveloppe de la boîte à feu.*

c. Dôme des soupapes.
$c^1 c^1$ Soupape (de 110 m.m. de diamètre).
c^2 Socle du dôme.
c^3 Enveloppe du dôme.
c^4 Armatures de la plaque d'arrière.
c^5 Arbre de la grille mobile.
c^6 Support de cet arbre.
c^7 Tringle commandant cet arbre.
c^8 Ecran.
c^9 Sifflet.
c^{10} Support des bâtis contre l'enveloppe da la boîte à feu.

D. *Foyer.*

$d\,d$. Entretoises.
d^1 Armatures du ciel du foyer.
d^2 Ancrage des armatures.
d^3 Barreaux de grille.
d^4 Supports des barreaux de grille.
d^5 Cendrier.
d^6 Cadre.
d^7 Porte du foyer.

E. *Cylindre.*

e Boîte à tiroir.
e^1 Tiroir.
e^2 Canal de l'échappement.
e^3 Culotte de l'échappement.
e^4 Robinet graisseur du tiroir.
e^5 » » du cylindre.
e^6 Couvercle d'avant.
e^7 Couvercle d'arrière.

F. *Piston et sa tige.*

ff. Segments du piston.
f^1 Traverse-coquille.
f^2 Clavette pour fixer la tige dans la traverse-coquille.
f^3 Patins.
f^4 Glissières.
f^5 Support des glissières.
f^6 Tôle sur laquelle est fixé le support des glissières.
f^7 Tôle entretoisant les bâtis.
f^8 Armature de la traverse d'avant.

G. *Arbre des robinets purgeurs.*

g.
g^1
g^2
g^3
g^4
g^5
} Leviers et bielles commandant les robinets purgeurs.

H. Bielle motrice extérieure.
H^1 » » intérieure.

H^2 Première
H^3 Seconde
H^4 Troisième
} bielle d'accouplement.

l^1 Essieu moteur et coudé.
l^2 Second
l^3 Troisième } essieu. } tous accouplés.
l^4 Quatrième
l^5 Premier essieu du tender.
i Portée de calage des manivelles extérieures.
i^1 Fusée extérieure.
i^2 Portée de calage des roues.
i^3 Fusée intérieure.
i^4 Coude de l'essieu moteur.

K^1 Manivelle extérieure calée sur l'essieu moteur.
K^2 » » » le second essieu.
K^3 » » » le troisième essieu.
K^4 » » » le quatrième essieu.
k^1 Collets sphériques des manivelles extérieures.
k^2 Collets cylindriques des manivelles extérieures.
k^3 Collet cylindrique de la manivelle extérieure calée sur l'essieu moteur.

L. *Coulisse de distribution.*

l Collier d'excentrique.
l^1 Barres d'excentrique.
l^2 Bielle de suspension de la coulisse.
l^3 Support de l'arbre de relevage.
l^4 Arbre de relevage.
l^5 Levier de suspension.
l^6 Levier de relevage.
l^7 Tirant de changement de marche.
l^8 Levier de changement de marche.
l^9 Support de ce levier.
l^{10} Arc de cercle.
l^{11} l^{11} Leviers de transmission qui reçoivent et transmettent le mouvement de la coulisse au tiroir.

l^{12} Support de ces leviers.
l^{13} Tringle de commande du guide de la tringle du tiroir.
l^{14} Guide de la tringle du tiroir.
l^{15} Support-guide.
l^{16} Tringle du tiroir.
l^{17} Levier du contrepoids.
l^{18} Contrepoids de la distribution.

M M^{1} Balanciers d'articulation du premier groupe.
M^{3} M^{4} Balanciers d'articulation du second groupe.
m. Tirants des plaques de garde des balanciers.
m^{1} Crapaudines des pivots sphériques.
m^{2} Balanciers de suspension.
m^{3} Tourillons de ces balanciers.
m^{4} Tiges de suspension des balanciers d'articulation.
m^{5} Boîtes à graisse » » »
m^{6} Ressorts de suspension » »
m^{7} Pivots sphériques.

O. *Bâti extérieur.*

o^{1} Plaque de garde de l'essieu moteur.
o^{2} » » du second essieu.
o^{3} » » du troisième essieu.
o^{4} » » du quatrième essieu.
o^{5} Traverse d'avant en tôle.
o^{6} Tirant de la traverse d'avant.
o^{7} Cornières renforçant le coude du bâti.
o^{8}, o^{9}, o^{10}, o^{11} Boîtes à graisse extérieures (Essieu moteur. / second / troisième / quatrième) essieu.
o^{12}, o^{13}, o^{14}, o^{15} Ressorts de suspension extérieure correspondant aux boîtes à graisse extérieures.

o^{16} Faux tampon à la traverse d'arrière.
o^{17} Tôles d'attelage de la machine.
o^{18} Tôle de couverture pour le support de l'enveloppe de la boîte à feu.

O[1] *Bâti intérieur du tender.*

P. *Pompe alimentaire*
p Plongeur.
p^1 Excentrique qui commande le plongeur.
p^2 Réservoir d'air.
p^3 Rotule en caoutchouc.
p^4 Tuyau d'aspiration.
p^5 Tuyau de refoulement.
p^6 Robinet de retenue.

R[1] Roue motrice.
R[2] Seconde roue.
R[3] Troisième roue.
R[4] Quatrième roue.
r Bandage
r^1 Jante
r^2 Bras
r^3 Moyeu
} de chaque roue.

S. Tablier.
s. Cornière le long du tablier.
s^1 Support du tablier.
s^2 Balustrade.
s^3 Colonne de balustrade.

T. Barres d'attelage.
t. Points fixes des barres d'attelage.

U. Châssis du tender.
u Plaques de garde des roues du tender.
u^1 Boîtes à graisse du tender.

u^2 Boîte à graisse intérieure de l'essieu d'avant du tender.
u^3 Supports de la soute à eau.
u^4 Arbre du frein.
u^5 Mécanisme du frein.
u^6 Sabots.
u^7 Marche-pieds.
u^8 Vis de pression pour supporter la surcharge de la machine.
u^9 Crapaudine pour cette vis.
u^{10} Ressort intérieur de l'essieu d'avant.
u^{11} Glissoire reposant sur le ressort intérieur, percée et filetée pour recevoir la vis de pression.
u^{12} Plaque de frottement.
u^{13} Guide pour la glissoire.
u^{14} Support pour maintenir le ressort intérieur de l'essieu d'avant du tender dans sa position.
u^{15} Plaque de garde intérieure de l'essieu d'avant du tender.
u^{16} Ressorts du châssis extérieur.
u^{17} Supports de suspension fixés aux plaques de gardes extérieures.

V. Traverse d'avant du tender.
v Balancier d'attelage.
v^1 Ressort d'attelage.
v^2 Barre fixée dans la traverse portant le ressort et le balancier d'attelage.
v^3 Crochet d'attelage.
v^4 Barre d'attelage intérieure,
v^5 Cheville d'attelage dans la machine.
v^6 » » dans le tender.
v^7 Tampon.
v^8 Guide du tampon.

X. Traverse d'arrière du tender.
x Ressort de choc.
x^1 Crochet d'attelage.

x^2 Tampons d'écartement.
x^3 Crochets de sûreté.

Z. Soute à eau supérieure.
Z^1 » inférieure.
z^2 Pattes de levage.
z^3 Prise d'eau.
z^4 Tablier du tender.
z^5 Partie du tablier, couvrant le ressort d'attelage.
z^6 Tablier mobile entre la machine et le tender.
z^7 Trou d'homme dans la caisse à eau inférieure.

58. Le tableau comparatif des mesures que nous donnons en tête de ce paragraphe ; la nomenclature des planches qui le précède et ces planches elles-mêmes, où tous les divers organes de notre machine sont indiqués avec soin, suffiraient largement aux ingénieurs, pour se rendre parfaitement compte de notre appareil. Nous aurions donc pu nous dispenser d'explications ultérieures, si nous n'avions voulu insister sur quelques détails d'exécution qui auront peut-être leur intérêt à cette place.

Chaudière.

59. Comme on l'a vu dans la première partie de ce mémoire et dans le tableau des mesures, notre chaudière présente 173 mètres carrés de surface de chauffe, dont $9^m,40$ donnés par la boîte à feu et $163^m,60$ donnés par 222 tubes de 53 m/m de diamètre extérieur sur $4^m,800$ de longueur. La surface de grille est de 1 m. c., et la cheminée conique ayant $0^m,500$ de diamètre dans le bas et $0^m,450$ dans le haut, présente une surface moyenne de $0^{mc},1772$. Les praticiens trouveront que ces proportions de notre appareil de vaporisation rentrent dans les conditions moyennes, généralement admises. Pour des machines destinées à brûler exclusivement de la houille crue, nous augmenterions la surface de grille et la surface de chauffe du foyer, toutes choses égales d'ailleurs.

TABLEAU COMPARATIF

DES DIMENSIONS PRINCIPALES DES MACHINES DE MONTAGNE.

Engerth, à 6 roues accouplées; Engerth, à 8 roues accouplées; André Kœchlin (système E. Beugniot), à 8 roues accouplées.

Appareil de vaporisation.

	Engerth. 6 roues accouplées	Engerth. 8 roues accouplées	Beugniot. 8 roues accouplées
Boite à feu et chaudière.			
Longueur de la grille	1,000	1,140	1,238
Largeur de la grille	1,290	1,350	1,330
Surface de la grille	1,290	1,944	1,894
Hauteur du foyer au-dessus de la grille.	1,315	1,660	1,650
Surface de chauffe.			
Nombre des tubes	189	235	222
Longueur des tubes	4,740	5,000	4,786
Diamètre intérieur des tubes	0,047	0,0516	0,049
Surface totale des tubes	148,000	186,600	163,60
Surface du foyer	6,993	9,708	9,33
Surface de chauffe totale	154,993	196,390	172,93
Diamètre intérieur du corps cylindrique	13/16 / 1/64	1,500	1,463
Épaisseur de la tôle	15,36mm	15mm	13mm
Volume d'eau contenu dans la chaudière avec 0,10 au-dessus du foyer		4,855	4,916
Volume de vapeur		2,055	2,584
Alimentation.			
Diamètre du plongeur	0,1227	0,072	0,150
Course du plongeur	0,1315	0,660	0,150
Volume engendré par coup de piston	0,154	0,268	0,265 litres
Diamètre du tuyau d'aspiration		0,054	0,060
Diamètre du tuyau de refoulement		0,054	0,060
Épaisseur des tuyaux		0,003	0,004

Distribution de la vapeur.

	Engerth. 6 roues accouplées	Engerth. 8 roues accouplées	Beugniot. 8 roues accouplées
Prise de vapeur.			
Section d'ouverture maxima du régulateur		0,0177	0,0096
Diamètre intérieur du tuyau de prise de vapeur		0,145	0,130
Diamètre des tuyaux allant à chaque cylindre		0,110	0,110
Échappement.			
Diamètre du tuyau d'échappement		ovoïd 240/100 cercle 155 diam	rectangulaire 240/100 cercle 170 diam
Section du tuyau d'échappement			
Section maxima de la tuyère d'échappement	151	142 diam.	170
Section minima	94	70	90
Mécanisme.			
Angle d'avance		15°23'	30°
Rayon d'excentricité		0,070	0,0575
Course maxima des tiroirs		0,140	0,115
Lumière d'admission :			
Longueur		0,350	0,340
Largeur		0,045	0,045
Section		0,0157	0,0153
Lumière d'échappement :			
Longueur		0,350	0,340
Largeur		0,090	0,080
Section		0,0315	0,0272
Tiroir :			
Longueur		0,290	0,284
Largeur		0,420	0,400
Surface		0,1218	0,1136

Mécanisme de transmission.

	Engerth. 6 roues accouplées	Engerth. 8 roues accouplées	Beugniot. 8 roues accouplées
Entre-axes des cylindes		2,040	1,556
Inclinaison des cylindres	0	0	6°
Diamètre des cylindres	0,475	0,500	0,540
Course du piston	0,610	0,660	0,560
Longueur de la bielle		2,400	2,025
Châssis.			
Entre-axe des bâtis		1,250	1,890
Hauteur	0,210	0,260	0,300
Épaisseur	39mm	30mm	25mm
Roues.			
Nombre des paires de roues fixes et propres à la machine	5	4	4
Diamètre des roues	1,145	1,258	1,200
Écartement intérieur des roues		1,353	1,366
		3e r. 1,365	
Écartement des essieux extrêmes fixes		3,950	3,900
Écartement des essieux fixes :			
Du 1er au 2e	1,145	1,300	1,300
» 2e au 3e	1,145	1,300	1,300
» 3e au 4e	1,185	1,350	1,300
» 4e au 5e	2,528		(tender 2700)

Essieux.

	Engerth. 6 roues accouplées	Engerth. 8 roues accouplées	Beugniot. 8 roues accouplées. intérieure.	Beugniot. 8 roues accouplées. extérieure.
1er Essieu (avant).				
Diamètre de la fusée		0,170	0,170	0,170
Longueur de la fusée		0,250	0,170	0,200
Diamètre à la portée de calage		0,200	0,210	
Diamètre au milieu		0,160	0,190	
2e Essieu.				
Diamètre de la fusée		0,170	0,170	0,170
Longueur de la fusée		0,250	0,200	0,200
Diamètre à la portée de calage		0,200	0,210	
Diamètre au milieu		0,160	0,170	
3e Essieu.			moteur	moteur
Diamètre de la fusée		0,200	0,170	0,170
Longueur de la fusée		0,250	0,200	0,200
Diamètre de la portée de calage		0,230	0,210	
Diamètre au milieu		0,190	0,170	
4e Essieu.				
Diamètre de la fusée		0,170	0,170	0,170
Longueur de la fusée		0,250	0,200	0,200
Diamètre à la portée de calage		0,200	0,210	
Diamètre au milieu		0,160	0,170	

Répartition des poids.

	Engerth. 6 roues accouplées	Engerth. 8 roues accouplées	Beugniot. 8 roues accouplées
	kil.	kil.	kil.
Machine chargée en ordre de marche :			
1er essieu	13,748	10,100	11,800
2e »	12,488	9,200	23,600
3e »	13,075	9,900	
4e »	8,120	11,100	11,900
5e »	8,680	0	
Poids total de la machine en service	56,112	40,300	47,300
Tender :			
Charge sur le 1er essieu			5,200
» sur le 2e »			9,160
» sur le 3e »			9,190
Poids de la machine et du tender réunis	56,112	62,800	70,850

Mulhouse, imp. de P. Baret.

Malgré la tendance toujours croissante d'augmenter la pression dans les chaudières de locomotives, tendance qui, dans les derniers temps, s'est manifestée surtout en Angleterre, nous n'avons fait timbrer notre chaudière qu'à 7 atmosphères. On nous a blâmé à ce sujet; voici nos raisons :

Nous savons parfaitement, qu'en thèse générale, la marche la plus économique d'une machine à haute pression, locomotive ou autre, consiste dans l'emploi de la vapeur à sa pression maxima, afin de diminuer l'admission et d'augmenter la détente dans toutes les limites du possible. Nous savons aussi que l'alimentation d'eau se fait plus régulièrement et que la tenue du feu en devient plus facile, lorsqu'on se tient dans les pressions élevées; que la marche de l'appareil est donc en général meilleure. Mais ce que nous savons aussi, c'est que certains machinistes arrivent à consommer aussi peu que d'autres, tout en ne dépassant pas 7 atmosphères de pression dans leurs chaudières, et que de plus tous les organes de leurs machines se conservent plus longtemps en bon état d'entretien. Nous croyons que si l'on pouvait faire entrer en ligne de compte, d'une part les réparations dues à la marche à très-haute pression, d'autre part les économies résultant de cette marche, les chiffres ne se prononceraient pas en faveur de cette dernière. Nous croyons, de plus, que lorsqu'on arrive aux dimensions de 200 mètres de surface de chauffe environ, les parties planes du foyer sont telles, qu'il devient à peu près impossible de leur assurer une longue durée, si la pression est trop élevée, et cela malgré les épaisseurs qu'on est amené à donner aux feuilles de cuivre composant les foyers; malgré le rapprochement des entretoises et l'augmentation de diamètre de celles-ci; enfin, malgré tous les soins imaginables donnés à la fabrication et à la pose de ces entretoises. Il en est de même de l'usure des pistons et des tiroirs, usure qui va croissant avec la pression.

Puis vient aussi la question des épreuves réglementaires. En faisant timbrer la chaudière à 7 atmosphères seulement, on n'est

astreint qu'à 12 atmosphères de pression d'épreuve à froid, tandis qu'il faut essayer à 14 et 16 atmosphères pour obtenir les timbres de 8 et de 9 atmosphères. Or ces pressions exagérées sont désastreuses à notre avis et suffisent bien souvent à déterminer des ruptures partielles d'entretoises, des disjonctions de coutures au corps cylindrique, qui deviennent plus tard autant de causes de fuites, de réparations et quelquefois d'accidents.

La loi française impose aux corps cylindriques de grand diamètre, timbrés à 8 et 9 atmosphères (et cela sans tenir compte de la qualité des matières, ni des rivures), des épaisseurs telles qu'il devient extrêmement difficile d'arriver à cette juxta-position parfaite des surfaces, qui est la base de toute bonne chaudronnerie. De plus les chaudières prennent des poids très-considérables. Nous avons donc limité à 13 millimètres l'épaisseur de tôle de toutes les parties de notre chaudière, en employant exclusivement de la tôle au bois première qualité, et en rivant en quinconce les coutures longitudinales.

Afin d'éviter la déformation du corps cylindrique pendant le rivage, par suite de l'emploi du turk à vis, dont l'énorme puissance ovalise les chaudières, nous avons essayé d'un moyen qui nous a bien réussi. Nous avons échafaudé tout le corps cylindrique sur de fortes cornières de 90/90, rivées deux à deux, tournées au calibre et espacées également entre les coutures. Ces anneaux intérieurs rivés avec le corps cylindrique, lui ont donné une rigidité telle, que nous avons pu constater, pendant et après le rivage, que tout restait parfaitement au rond et que notre chaudière serait exempte, par conséquent, de cette tendance à la déformation que subissent les chaudières ovalisées par le turk, lorsque la pression intérieure tend à leur donner une forme rigoureusement cylindrique, qu'elles reperdent en se refroidissant. Aussi nos chaudières se sont-elles remarquablement comportées pendant les essais ; et, depuis qu'elles sont en service, nous avons pu constater qu'elles restent parfaitement étanches dans toutes leurs parties.

Pour armaturer notre foyer le plus possible, nous avons donné aux entretoises en cuivre rouge 25 millimètres de diamètre, avec un espacement de 90 sur 90.

Nous aurions pu garnir notre chaudière de plus de tubes que nous n'avons fait. Nous en avons limité le nombre à 222; d'une part, parce que nous trouvons la section de passage d'air que ce nombre représente, largement en rapport avec notre surface de grille; d'autre part, afin de nous réserver le plus d'espace possible pour l'eau d'alimentation et la vapeur. Il est important en effet d'admettre au-dessus des tubes une hauteur d'eau qui les tienne à l'abri des coups de feu pendant les dénivellations sur rampe de 25 et 30 millimètres par mètre; il faut de plus que cette hauteur d'eau et ces dénivellations n'influent pas sur l'état de la vapeur, qui doit rester sèche alors surtout que la machine travaille à de fortes admissions. C'est dans le but de prendre cette vapeur à l'état le plus sec possible, que nous avons mis notre régulateur dans un dôme élevé et d'un grand diamètre. La véritable position de ce dôme eût été à l'avant de la chaudière, tout près de la cheminée, afin d'élever le tiroir de la prise de vapeur au-dessus du niveau de l'eau, en raison même de la dénivellation de la machine lorsqu'elle remonte les rampes; mais des conditions de répartition de poids, nous l'ont fait établir au milieu du corps cylindrique.

Nous terminons les observations relatives à notre chaudière, en disant que nous y avons multiplié les armatures et les tirants, afin que, quoique timbrée à 7 atmosphères seulement, elle fût à même de résister, le cas échéant, à des pressions beaucoup plus considérables. C'est ce qui peut arriver lorsqu'on fait des essais à la remonte à pleine charge, ou lorsqu'on descend une rampe, le levier de mise en train placé soit au point mort, soit à la marche contraire. Mais nous insistons une fois de plus sur la possibilité de faire un excellent service, sans dépasser dans la chaudière la pression de 7 atmosphères.

Train et Cylindres.

60. Nous admettons comme un axiome, que le diamètre de $1^m,200$ que nous avons adopté pour nos huit roues accouplées, est un grand maximum dans une locomotive appelée à fonctionner sur des chemins à fortes rampes et courbes de petit rayon. D'une part le nombre de coups de pistons correspondant à ce diamètre, pour une vitesse de 12 à 16 kilomètres à l'heure à la montée (soit 1 tour à 1, 2 tour de roue par seconde), est nécessaire à l'appel sous la grille de la quantité d'air exigé par la combustion; d'autre part, et quelles que soient du reste les dispositions d'articulation, ce sont les roues de petit diamètre qui seules peuvent faire un service tolérable, au point de vue de l'usure des bandages, dans des courbes de petit rayon, et cela quelle que soit l'inclinaison donnée au profil de ces derniers.

Le diamètre des roues une fois admis, la course de nos manivelles motrices nous a été imposée : par les dimensions calculées des collets de bielles motrices, par celles des têtes desdites bielles, et par la distance minima qu'il faut conserver entre le niveau des rails et le point extrême des pièces tournantes. Cette distance ayant été admise à 120 millimètres, le rayon de nos manivelles motrices s'est trouvé limité, à notre grand regret, à $0^m,280$, soit $0^m,560$ pour la course des pistons.

Ces deux éléments déterminés, nous avons admis un diamètre de cylindre, qui nous permît d'utiliser notre maximum de pouvoir adhérent, évalué à $\frac{48000}{7} = 6,857$ kilos sans dépasser dans la chaudière la pression de 7 atmosphères; l'admission de vapeur ayant lieu pendant les $\frac{2}{3}$ de la course et la détente pendant $\frac{1}{3}$ [1].

La question posée ainsi, nous avons obtenu pour résultat un diamètre de cylindres de $0^m,540$.[1] Ce sont les plus grands cylindres de locomotive connus jusqu'ici, et nous n'étions pas sans in-

[1] Le détail des calculs se trouve dans l'appendice qui fait suite au Mémoire.

quiétude sur la façon dont se comporteraient les pistons à la descente des rampes, alors que les machinistes oublient souvent d'entr'ouvrir par intervalles le régulateur, afin de baigner de vapeur les parties frottantes. Aussi avons-nous multiplié les moyens de graissage, permettant d'envoyer de l'huile non-seulement sur la table du tiroir, mais dans l'intérieur du cylindre, et avons-nous redoublé de soins dans le choix des fontes du cylindre et des segments de piston.

Comme il s'agissait de donner à ces cylindres une fixation d'une rigidité extrême et que nous désirions en même temps les tenir tout entiers dans la boîte à fumée pour éviter les condensations de vapeur, nous avons rivé contre la boîte à fumée une forte enveloppe en tôle, dans laquelle les cylindres ont été encastrés. Cette enveloppe repose, au moyen d'argots longitudinaux, sur les bâtis extérieurs, contre lesquels elle est boulonnée sur tout son pourtour de la façon la plus complète, les boulons traversant en même temps les pattes des cylindres. Une tôle boulonnée formant regard, s'enlève facilement lorsqu'on veut démonter le couvercle de boîte à tiroirs pour visiter ces derniers.

La visite des pistons nous a préoccupé aussi, vu leur poids considérable et la disposition particulière de nos glissières qui, à l'inverse de ce qui se passe d'habitude, se trouvent placées du côte du couvercle par lequel les pistons doivent être sortis. Afin de rendre cette manœuvre aisée, nous avons laissé les glissières ouvertes à celle de leur extrémité qui regarde la traverse d'avant de la machine, et nous avons disposé un petit treuil mobile qui se fixe à volonté contre les bâtis, et permet à un homme placé en dehors et tournant une manivelle, de soulever le piston, tandis qu'un autre placé entre les glissières, ménage sa sortie.

On a beaucoup blâmé notre commande double pour chaque cylindre, non pas en principe, mais parce que son application nous a forcé de placer nos glissières entre la traverse d'avant et les cylindres; c'est-à-dire à une place où elles seront forcément détruites dans un choc violent, de machine à machine, ou de machine à wagons.

Nous disons pour notre défense : Premièrement, que les machines ne sont pas construites pour se heurter entre elles, et que l'éventualité d'un accident très-rare ne doit pas faire renoncer à une disposition qui a son but utile. Secondement, que la plupart des chocs ont lieu dans les gares et sur les croisements, une machine prenant l'autre un peu par le travers, écornant sa traverse, et ployant l'un de ses bâtis; que, dans ce cas, notre traverse énergiquement armée supporterait très-bien le choc, ou bien que l'un de nos bâtis se ployant, les glissières qui en sont complétement indépendantes pourraient fort bien ne pas être lésées. Enfin, que dans ces chocs terribles, où deux machines en vitesse se rencontrent traverse à traverse, les cylindres et boîtes à fumée sont généralement défoncés, et les machines forcées d'entrer en grande réparation. Dans ce cas, le dégât s'étendrait aux glissières et à leur traverse, peut-être aux bielles motrices : c'est ce que nous ne saurions nier ; mais cette considération n'est pas suivant nous suffisante, pour faire rejeter un système.

Nos bâtis extérieurs n'ont rien de particulier, si ce n'est que nous avons dû les ployer au droit des cylindres, pour obtenir la largeur nécessaire à l'emplacement de ceux-ci. Pour racheter l'affaiblissement des bâtis à cette place, nous y avons rivé de fortes cornières de 100/100 et une longrine de tôle de 12 m/m, remplaçant le parquet.

Nos bâtis extérieurs mobiles sont en fer forgé, les œils destinés à recevoir les douilles des boîtes à graisse intérieures, trempés au paquet ainsi que ces douilles elles-mêmes. Les crapaudines des pivots d'articulation sont également en fer forgé et trempé, ainsi que ses pivots. Nous avons rapporté ces crapaudines sur leurs bâtis respectifs au moyen de rivets à froid, dans le but de pouvoir les remplacer en cas de grippement. Au centre de chaque bâti mobile un œil venu de forge porte l'axe du petit balancier, qui relie entre eux les deux ressorts de suspension intérieurs, des essieux réunis par groupe.

A ce propos nous insisterons sur la suspension de notre ma-

chine, suspension qui contribue à lui donner une douceur d'allures remarquable. Nos essieux étant à doubles collets, nous avons seize ressorts pour porter la machine; huit intérieurs, reliés entre eux deux par deux, comme nous l'avons dit plus haut, et huit extérieurs; les premiers portant les $\frac{2}{3}$ de la charge et les autres le reste. Dans les oscillations longitudinales dues aux inégalités de la voie, les ressorts intérieurs agissent efficacement, faisant toujours concourir deux essieux aux surcharges momentanées; dans les oscillations transversales, qui ont lieu surtout en courbes de petit rayon, lorsque la machine aborde les rails déversés dans le sens intérieur de la courbe, les ressorts extérieurs font leur office, et reportant une partie de la surcharge sur les collets extérieurs, servent à atténuer l'effet de cette brusque surcharge sur la voie.

Enfin, les deux ressorts de suspension, des collets intérieurs de l'essieu d'avant du tender (ressorts qui, comme nous l'avous dit précédemment, ont une flexibilité de 20 m/m par tonne) ajoutent à la douceur de l'ensemble, en absorbant au joint des rails ou dans les parties ondulées de la voie, une partie des soubresauts que ferait l'arrière de la machine, si elle avait sa grande boîte à feu en porte à faux sur son essieu d'arrière.

Le petit diamètre de nos roues, et par conséquent le faible bras de levier des contrepoids aurait nécessité pour ceux-ci des dimensions et des poids inusités, si nous avions voulu dépasser les conditions nécessaires à l'équilibre vertical. Nous nous en sommes donc tenu à ce dernier, ou à peu près, et la stabilité de notre machine prouve que nous avons bien fait de ne pas aller plus loin [1]. Les bandages de nos roues de machine sont en acier fondu; jusqu'à preuve du contraire, nous croyons que c'est le seul métal qui puisse donner des résultats convenables dans une exploitation de chemin de fer à courbes de petit rayon.

Nous avons été tenté un moment d'exécuter en acier fondu

[1] On trouvera dans l'appendice les calculs relatifs aux contre-poids.

tout notre mécanisme, afin de l'alléger d'autant, et de pouvoir diminuer le volume des contre-poids en raison de celui des parties tournantes de l'appareil. Mais nous avons reculé, dans la crainte de quelque rupture de bielle d'accouplement ou motrice ; rupture qu'on n'eût pas manqué d'attribuer à la poussée oblique résultant du déplacement transversal des essieux pendant la marche en courbe. Nous avons donc conservé pour toutes les pièces les sections maxima, et nous avons adopté comme matière le fer au bois de première qualité. Il en a été de même pour les manivelles d'accouplement et les essieux droits. Les boutons desdites manivelles venus de forge et les collets des essieux droits ont été trempés au paquet ; l'essieu coudé seul a été exécuté en acier fondu.

Distribution de vapeur.

61. La position de l'essieu moteur par rapport aux cylindres nous interdisait un mécanisme de distribution entièrement direct ; il eût fallu, pour atteindre ce but, caler les poulies d'excentrique sur le second essieu, chose que nous n'avons pas osé faire au cas particulier. Nous les avons donc calées sur les portées des manivelles d'accouplement de l'essieu moteur, et, pour trouver la longueur nécessaire à nos barres d'excentrique, nous avons dirigé celles-ci du côté opposé aux cylindres, pour revenir à celui-ci par un mouvement à sonnettes. Ce mécanisme entièrement extérieur et sous les yeux du machiniste, se comporte bien en marche. Nous donnons plus loin, dans un paragraphe spécial, les dimensions du tiroir et un tableau des conditions de distribution, ainsi que l'explication de nos épures ; nous pensons que les praticiens trouveront le réglage convenable. On verra, du reste, par les chiffres de consommation consignés dans les tableaux de nos essais, que la quantité de combustible employé est très-modérée, par rapport aux charges transportées, ce qui, toutes autres choses égales d'ailleurs, semble indiquer que les dimensions des tiroirs, la position de l'échappement et la marche des pistons,

sont dans des conditions favorables au bon rendement de tout l'ensemble.

62. Nous désirons insister sur quelques organes de notre tender, ce véhicule jouant, suivant nous, un rôle beaucoup plus important dans notre appareil qu'on ne veut en général le lui accorder. Nous avons déjà fait remarquer plus haut que sa capacité était de 7,500 litres d'eau, chiffre qu'on pourrait facilement pousser à 9,000 litres par une simple élévation des parois, si les besoins du service rendaient cette augmentation nécessaire. Nous avons dit aussi combien notre plate-forme spacieuse allégeait aux chauffeurs le service du combustible, si pénible dans les machines-tenders à cause du peu d'espace disponible. Nous avons appuyé sur l'avantage d'avoir à sa disposition, pour la descente, un frein agissant sur les six roues du tender, roues chargées d'un poids total de 17 à 18 tonnes en moyenne ; et nous avons fait ressortir les avantages qu'on retire du concours de l'essieu d'avant du tender, pour pallier les tendances de la machine, au mouvement de lacet.

Il ne nous reste plus à donner d'explications que celles relatives à l'attelage spécial du tender avec la locomotive.

Pour un appareil destiné à fonctionner dans des courbes de petit rayon, cet attelage devait naturellement attirer notre attention ; nous en avons fait l'objet d'études toutes particulières et d'essais répétés sur le petit modèle qui a été soumis à l'examen de la Société. Quoique ayant énuméré ailleurs les organes qui le composent, nous en répétons ici la nomenclature.

Il comprend les pièces suivantes : Deux longues barres d'attelage, servant à relier deux forts points d'attache (boulonnés eux-mêmes contre les bâtis extérieurs) avec les extrémités d'un balancier, lequel est emmanché par son milieu dans une chappe fixée à la traverse d'avant du tender, de telle sorte que la traction se fait sur un point fixe et non sur la bride d'un ressort.

Deux tampons de butée en fer forgé ayant seulement $0^{m},800$ d'entre-axe et qui s'appuient d'un bout contre l'extrémité d'un

ressort de choc, lequel se trouve fixé de l'autre côté de la traverse d'avant du tender, par le moyen d'une chappe-écrou. Lorsque ces tampons sont adossés contre ceux (en tôle trempée) de la machine qui leur font face, il s'en faut de 40 millimètres que les barres d'attelage puissent s'emmancher aux deux bouts du balancier d'attelage. C'est cette tension initiale du ressort de choc qui doit maintenir la solidarité de la machine avec son tender.

Pour atteler, on emmanche l'une des barres, en inclinant de la quantité nécessaire le balancier; puis, après avoir eu soin de serrer à fond les sabots du frein, on donne vapeur en arrière; la poussée de la machine fait céder le ressort de choc et la seconde barre d'attelage s'emmanche. On dételle d'une façon analogue.

Du milieu du balancier part une forte barre de sûreté destinée à agir, si, par impossible, une des barres principales venait à se rompre. Cette barre de sûreté a ses trous ovalisés en forme de maillon; un boulon d'attelage la traverse à son extrémité opposée. Elle sert à remorquer le tender lorsque les barres principales ont été démanchées pour une cause quelconque. Les conditions que remplit notre attelage sont les suivantes :

1° Position favorable des points d'attache [1]. Grande longueur des barres, supprimant les poussées obliques dans la marche en courbe; poussées qui se traduiraient pour le tender par une raideur d'allures et une forte usure des boudins de roues;

2° Solidité à toute épreuve, quelle que soit la charge à la remonte ou les chocs et les poussées à la descente;

3° Facilité accordée au tender de pivoter aisément de son avant-train sous le tablier de la machine à l'abord d'une courbe, tout en restant solidement appliqué, traverse à traverse, aussi bien en courbe qu'en ligne droite.

Telles sont les particularités sur lesquelles nous désirions revenir; nous ne parlons pas des autres organes de notre tender, qui sont ceux de tous les véhicules de ce nom.

[1] Voir à l'appendice.

63. Pour terminer cette partie explicative de notre Mémoire, nous allons rappeler les chiffres de la distribution de vapeur de notre machine et commenter les trois feuilles d'épures qui accompagnent ce Mémoire.

Les chiffres en question sont consignés dans le tableau suivant :

TABLEAU donnant les résultats de la distribution.

	AV.	AR.	AV.	AR.	AV.	AR.	AV.	AR.	AV.	AR.	AV.	AR.
Course	115		107		100		90		80		73	
Avances linéaires.	2	2,5	2,5	3,5	3,5	4	3,75	4,25	4	4,5	4,75	
	1	—1	1,25	0	2	1,5	3	3	4	4	4,5	
Ouverture maxima d'admission . .	25	25,5	21	21,5	16,5	18	11	13	6,65	8,5	4,75	
	25,5	26	22	21	18	17,5	12,5	12,5	7,75	8	4,5	
Introduction . . .	400	400	363	360	316	322	240	250	140	158	30	46
	395	400	360	365	322	328	255	274	170	180	35	46
Détente	138	138	166	168	204	200	260	252	325	306	304	309
	135	136	164	160	195	190	233	226	296	294	324	340
Échappement. . .	498	504	494	496	480	483	464	475	440	453	435	438
	514	515	500	512	490	487	467	465	425	425	383	381
Compression . . .	84	78	97	96	120	115	156	143	215	201	378	353
	76	70	96	83	113	115	160	153	229	221	378	353
Échappement anticipé	22	22	31	32	40	34	60	58	95	94	226	205
	30	25	36	35	43	42	67	58	94	86	201	174

Epures de la distribution.

64. Ces épures sont au nombre de trois. Voici leur disposition générale.

Afin de déterminer la trace réelle des positions relatives du tiroir et du piston, pendant une course double de ce dernier, c'est-à-dire pour une révolution entière de la roue, nous avons adopté un moyen graphique différent de celui qni est employé d'habitude. Nous avons voulu tenir compte dans le tracé des courbes, non-seulement de la longueur des bielles motrices, mais de l'influence des divers mouvements combinés de la coulisse, de sa suspension et des barres d'excentrique.

Nous avons figuré, en regard l'un de l'autre, deux coupes du même cylindre, afin de permettre à l'observateur de suivre sans confusion le travail de la vapeur sur les deux faces opposées du piston, l'opération se déroulant, pour chaque face du piston, sur l'une des deux coupes du cylindre. Les différentes positions des pistons étant indiquées par des lettres majuscules, les positions correspondantes des tiroirs sont figurées par les mêmes lettres minuscules. De plus, les hachures que l'on trouve sur les pistons et les tiroirs sont tournées dans le même sens, lorsqu'il s'agit de positions correspondantes.

Nous avons divisé la course totale du piston, qui est de 560 m/m, en 14 parties de 40 millimètres chacune. Nous avons tracé la courbe, en prenant les parties égales de la course du piston pour abcisses et les courses correspondantes du tiroir pour ordonnées ; mais pour obtenir les positions réelles du tiroir, nous les avons relevées sur un appareil en relief, qui était la représentation exacte de tout notre mécanisme de distribution. De cette façon nous avons obtenu la courbe exacte représentant l'admission de vapeur, la détente, l'échappement, la compression, etc. C'est par suite du procédé employé, que cette courbe n'est pas partagée symétriquement par son grand axe, comme le sont celles obtenues par le moyen graphique ordinaire. Nous allons maintenant analyser les faits dont nos épures sont la représentation graphique.

Première épure *(Planche 160).*

Elle indique ce qui se passe pour une course de tiroir de 103 m/m, c'est-à-dire une admission de 2/3, détente 1/3, la machine marchant en avant. C'est la condition de distribution que nous avons admise, pour traîner la charge maxima du programme, sur rampes de 25 millimètres par mètre, sans dépasser 7 atmosphères de pression dans la chaudière.

Avance linéaire d'admission. L'introduction de la vapeur a lieu un peu avant la fin de la course de piston, le tiroir ayant découvert la lumière d'introduction de 1. 3/4 m/m lorsque le piston commence son mouvement rétrograde, indiqué par la flèche X Y.

Admission de vapeur. La vapeur est introduite pendant une fraction de la course du piston qui mesure . . . . . $0^m,370$

Détente de la vapeur. La détente de la vapeur a lieu pendant l'autre fraction de la course du piston égale à . $0^m,175$

Echappement anticipé. Enfin l'échappement anticipé commence lorsqu'il reste encore au piston à parcourir une distance de. . . . . $0^m,015$

Total égal à la course du piston . . . . . $0^m,560$

Pendant que les faits précédents se passent entre le couvercle du cylindre du côté des glissières et le piston dans sa marche suivant la flèche X Y, voyons ce qui a lieu entre la face opposée du piston et le couvercle du côté de la coulisse.

Avance linéaire à l'échappement. L'échappement de vapeur commence avant la fin de la course du piston, le tiroir ayant découvert la lumière d'échappement de 21. 75 m/m lorsque le piston commence son mouvement suivant la flèche Y X.

Durée de l'échappement. La vapeur s'échappe pendant une fraction de la course qui mesure. . . . . $0^m,470$

Compression. La compression a lieu sur une longueur de. . . . . $0^m,090$

Longueur totale égale à la course du piston . . $0^m,560$

Voyons maintenant ce qui se passe entre le piston et les deux couvercles du cylindre, lorsqu'il avance suivant la ligne U Z.

Couvercle du côté de la coulisse.

Avance linéaire à l'admission 1. 3/4 m/m.

Admission de vapeur.	$0^m,375$
Détente de la vapeur	$0^m,145$
Echappement anticipé	$0^m,040$
Total égal à la course entière du piston . . .	$0^m,560$

Côté des glissières.

Avance linéaire à l'échappement 18.75 m/m.

Durée de l'échappement	$0^m,455$
Compression	$0^m,105$
Total égal à la course entière du piston. . . .	$0^m,560$

Deuxième épure *(Planche 161).*

Elle sert à se rendre compte de ce qui arrive, lorsqu'on descend une rampe, le levier de changement de marche relevé, non pas jusqu'au point mort, où la course du tiroir n'est plus que de 73 m/m, mais au point le plus voisin, où ladite course se trouve être encore de 78 m/m. Le régulateur est supposé ouvert par intervalles, de façon qu'un simple filet de vapeur puisse arriver aux boîtes à tiroir. C'est ainsi que nous avons descendu à plusieurs reprises la rampe du Hauenstein, le frein de notre tender légèrement serré et ceux des wagons appuyés comme d'habitude; dans ces conditions nous n'avons jamais dépassé la vitesse réglementaire.

Voici comment notre épure peut servir à expliquer ce fait d'une distribution, formant naturellement frein, par l'obstacle que la compression oppose dans les deux sens, à la marche du piston.

Conditions de distribution résultant de l'épure.

Flèche Y X.

Couvercle du côté des glissières.

Avance linéaire à l'admission, 5 1/2 m/m.

Admission de vapeur 0m,102
Détente 0m,338
Echappement anticipé 0m,120

Total de la course du piston. 0m,560

Couvercle du côté de la coulisse.

Avance linéaire de l'échappement, 28 1/2 m/m.

Echappement. 0m,296
Compression 0m,254
Admission anticipée 0m,010

Total égal à la course du piston. 0.560

Flèche Z U.

Couvercle du côté des glissières.

Avance linéaire de l'échappement, 24 m/m.

Durée de l'échappement 0m,314
Compression. 0m,234
Admission anticipée. 0m,012

Total de la course du piston. 0m,560

Couvercle du côté de la coulisse.

Avance linéaire à l'admission, 7 m/m.

Admission de vapeur 0m,133
Détente 0m,307
Echappement anticipé 0m,120

Total égal à la course du piston 0m,560

Il résulte de l'examen des chiffres ci-dessus, que le piston marchant dans la direction Y X, ne reçoit la vapeur que pendant 102 millimètres, de A en B, celle-ci se détend jusqu'à ce que le piston ait parcouru (102 + 338) = 440 millimètres, de B en C. C'est à ce moment que l'échappement anticipé commence. Alors, de deux choses l'une ; ou la vapeur introduite l'a été à une pression telle, que malgré la quantité dont elle s'est détendue, elle excède encore 1 atmosphère 25 de pression, auquel cas on voit de légers flocons s'échapper de la cheminée ; ou bien il y a équi-

libre entre cette pression et celle de l'extérieur; dans ce cas l'air peut immédiatement après l'ouverture de l'échappement anticipé faire irruption et se mélanger avec la vapeur derrière le piston. A ce moment, on n'entend plus l'échappement, on ne voit plus sortir de vapeur, et les purgeurs seuls indiquent qu'un mélange d'air et de vapeur se promène dans les cylindres.

Voyons maintenant l'expression numérique de la contre-pression. Tandis que le piston, marchant de B en C, n'était encore parvenu qu'à la position D, la contre-pression commençait; le volume à comprimer ayant à ce moment une pression de 1 at. 25, suivant l'hypothèse qui précède. Le piston arrivé en C, cette pression était devenue, d'après la loi de Mariotte, 2 atmosphères 8, s'opposant à la marche en avant du piston. A partir de ce point que nous avons choisi, parce que c'est celui où l'échappement anticipé ayant lieu, nous sommes sûr que la pression impulsive du piston ne dépasse pas celle de l'atmosphère, la contre-pression va croissant jusqu'à la fin de la course, moins $0^{m},010$, où le tiroir se rouvre pour laisser communiquer avec la chaudière, si le régulateur est ouvert, l'arrière du piston et la boîte du tiroir. N'ayant pas fait d'essais au manomètre, nous n'avons pu constater le maximum de cette contre-pression. Nous supposons qu'une fois qu'elle atteint celle de la boîte à tiroir, le tiroir se déplaque et l'équilibre s'établit.

Troisième épure *(Planche 162)*.

Cette épure sert à expliquer les phénomènes de la contre-vapeur. On suppose la machine descendant une rampe et marchant en avant, tandis que la distribution est renversée en arrière presque à fond de course et le régulateur grand ouvert. Ce serait le cas, où le train se trouvant emporté à la descente, le machiniste voudrait ralentir la vitesse par le plus énergique de tous les moyens. Nous n'avons trouvé dans aucune publication une épure de distribution expliquant lesdits phénomènes, et, nous avons supposé que les gens spéciaux reconnaîtraient qu'elle est bien pla-

cée dans un Mémoire s'occupant d'une locomotive appelée à descendre de fortes rampes en service journalier.

Conditions de distribution résultant de l'épure.

Flèche Y X.

Couvercle du côté des glissières.

Avance linéaire à l'admission, 9 m/m.

Admission de vapeur	$0^m,005$
Détente	$0^m,105$
Echappement anticipé	$0^m,450$
Total égal à la course du piston	$0^m,560$

Couvercle du côté de la coulisse.

Avance linéaire de l'échappement, 29 m/m.

Durée de l'échappement	$0^m,043$
Compression	$0^m,150$
Admission anticipée	$0^m,367$
Total égal à la course du piston	$0^m,560$

Flèche Z U.

Couvercle du côté des glissières.

Avance linéaire de l'échappement, 25 m/m 50.

Durée de l'échappement	$0^m,035$
Compression	$0^m,190$
Admission anticipée	$0^m,335$
Total égal à la course du piston	$0^m,560$

Couvercle du côté de la coulisse.

Avance linéaire à l'admission, 8,5 m/m.

Admission de vapeur	$0^m.005$
Détente	$0^m,105$
Echappement anticipé	$0^m,450$
Total égal à la course du piston	$0^m,560$

Il résulte de l'examen des chiffres ci-dessus, que le piston marchant dans la direction Y X, ne reçoit la vapeur que pendant 5 millimètres et se détend pendant 105 millimètres, jusqu'au

point B. Dans ce moment commence l'échappement anticipé. Si nous admettons la pression initiale d'admission à 5 atmosphères, la pression du volume de vapeur entre le couvercle des glissières et le piston, lorsque celui-ci sera parvenu au point B, pourra s'exprimer par le chiffre $5 \times \frac{5}{5 + 105} = 0.2272$, soit sensiblement 1/4 d'atmosphère. La pression atmosphérique pourra donc s'introduire derrière le piston, avec une intensité correspondant à la différence de pression $1 - 0.227 = 0.773$ atmosphère. Cette introduction d'air continue pendant toute la course du piston suivant Y X. Lorsque le piston prend la direction Z U, il refoule cette aspiration, mais pendant 35 millimètres de sa course seulement, jusqu'au point C. A partir de ce moment l'air se trouve comprimé entre le piston et le couvercle des glissières jusqu'au point D; mais alors commence l'admission anticipée pour ce côté du cylindre, admission énorme en sens inverse et qui a bientôt arrêté la machine; mais tant que celle-ci continue à marcher en avant, par suite de l'impulsion donnée par le train, le mélange d'air et de vapeur se trouve refoulé dans la chaudière, ainsi que l'indiquent immédiatement les oscillations de l'aiguille du manomètre et l'affreux sifflement des soupapes de sûreté.

Ainsi se trouve expliqué aussi pourquoi, lorsqu'on renverse la marche sans ouvrir le régulateur, les tuyaux d'admission éclatent ou leurs joints se brisent. Une fois le régulateur fermé, la chaudière n'étant plus là pour servir de réservoir, et les soupapes de sûreté pour donner une issue à l'air aspiré pendant la marche Y X, celui-ci se trouve refoulé quand le piston revient suivant Z U, dans les conduits de vapeur, dans la boîte à tiroir et dans les tuyaux d'admission, jusqu'au tiroir du régulateur; ces organes présentant un volume insuffisant, les tuyaux éclatent ou les joints se brisent sous la pression qui résulte de ce refoulement.

Tels sont les phénomènes de la contre-vapeur que nous avons été à même de constater en partie, pendant le cours des essais qui sont mentionnés dans l'appendice du présent Mémoire.

APPENDICE AU MÉMOIRE SUR LA LOCOMOTIVE DE MONTAGNE.

Six mois se sont écoulés depuis que le mémoire qui précède a été lu en séance de notre Société industrielle, le 25 Avril 1860.

Depuis lors la situation s'est dessinée.

Les locomotives *la Rampe* et *la Courbe*, après une série d'essais, sont entrées en service régulier, et leur parcours actuel est d'environ seize mille kilomètres. Ce chiffre, à lui seul, indique une marche normale satisfaisante, surtout si l'on tient compte de deux arrêts qu'ont subis ces machines, l'un pour remplacer les traverses de tringles de piston jugées trop faibles, l'autre pour faire l'application à *la Rampe* d'un réglage particulier de tiroirs, et d'un échappement variable d'un nouveau système.

Nous donnons plus loin les résultats de traction moyens et maxima de *la Rampe*, sur le chemin de fer de Lyon à la Méditerranée, entre Lyon et Valence.

Nous les faisons précéder de huit tableaux indiquant le rendement de *la Courbe*, sur le Central suisse et sur la ligne de Nîmes à Alais.

Il est regrettable, au point de vue scientifique, que sur les deux lignes en question, il ne se trouve pas en pleine voie de courbes au-dessous de trois cents mètres de rayon. Il eut été possible, dans ce cas, de constater dès aujourd'hui, combien l'articulation par groupes de deux roues est utile au point de vue de la conservation des boudins des roues, tandis qu'il faut nous tenir à des appréciations qui peuvent être contestées, jusqu'à plus ample expérience. Nous devons du reste répéter ici ce que nous avons dit précédemment, c'est qu'en présence des ingénieurs de la traction et de la voie des lignes précitées, nous avons fait circuler nos machines dans des courbes de servitude descendant jusqu'à 112 mètres de rayon, et qu'il a pu être constaté, en les arrêtant en pleine courbe, que les boudins des roues extrêmes n'exerçaient pas une forte pression contre les faces intérieures des rails, et

quelquefois même avaient du jeu[1]. Aussi prétendons-nous, dès à-présent, en voyant combien les boudins des roues sont ménagés, que notre articulation agit pratiquement bien. On trouvera une opinion analogue émise dans une note que nous reproduisons plus loin, où il est dit de quelle façon se comportent tous les nouveaux organes de notre appareil.

Essais sur le Grand-Central suisse.

C'est entre les stations de Sissach et d'Olten que nous avons fait nos essais, avec la locomotive *la Courbe*. La machine sortait tout fraîchement de nos ateliers, et aucun de ses organes n'était frayé. C'est à cette circonstance qu'il faut attribuer l'infériorité relative des premières courses, au point de vue de la charge transportée et des vitesses obtenues. Les résultats n'en sont pas moins satisfaisants, et nous en avons fait constater un certain nombre par M. Riggenbach, chef de la traction du Central suisse[2]. Ce sont ces résultats officiels qui sont consignés dans le tableau N° 1.

Nous aurions peut-être dû laisser en blanc la colonne de consommation du combustible. Ce combustible était de la houille de Saarbruck (première qualité). Par un regrettable incident, il n'a pas été possible de procéder à une contre-vérification des livraisons totales qui nous avaient été faites, de sorte que les chiffres de consommation que nous indiquons, n'ont pas toute l'exactitude de ceux relevés à la Méditerranée. Nous avons pensé néan-

[1] Cette pression, à notre avis, ne dépasse jamais le dixième environ de la charge portée par chaque essieu, soit 1150 kilog. en moyenne; et cela tant qu'il reste du jeu disponible entre la boîte à graisse extérieure et sa glissière. Car s'il en était autrement, les bâtis mobiles agiraient, et l'essieu sollicité par une pression transversale supérieure à la pression verticale due à la charge, se déplacerait jusqu'au moment où l'équilibre serait rétabli ou le jeu épuisé. Le calcul et le graphique indiquent que ceci n'aurait lieu que dans une courbe au-dessous de 100 mètres de rayon.

[2] M. le chef de traction Riggenbach, directeur des ateliers d'Olten, est un des vétérans de la traction en pays de montagne, et son expérience et ses conseils nous ont été des plus utiles en cette circonstance.

moins devoir indiquer ce que nous croyons être la vérité, c'est-à-dire une consommation moyenne de 16 à 17 kilog., excepté pour les trajets N° 3 et N° 8 (tableau N° 1), où nous l'estimons s'être élevée à 20 et 23 kilog. par kilomètre. Cette consommation s'entend, montée et descente comprises. Le tender n'étant pas encore muni des moyens de jaugeage nécessaires, il nous a été également impossible d'évaluer le nombre de litres d'eau évaporés par kilogramme de combustible, comme nous l'avons fait plus tard dans nos essais sur la ligne de Nîmes à Alais.

Les stations de Sissach et d'Olten sont séparées par la montagne du Hauenstein. La longueur totale du chemin est de $18^{km},204$, dont $8^{km},994$ en courbes et $9^{km},210$ en ligne droite. Il y a 16 courbes entre 480 et 600 mètres de rayon; six courbes de 420 mètres, et deux courbes, l'une de 360, l'autre de 390 mètres.

En partant de la station d'Olten pour gagner le faîte du Hauenstein, à la station de Läufelfingen, la ligne présente $1^{km},88$ en palier, $4^{km},07$ en rampe de 25 m/m. par mètre, et $2^{km},52$ en rampe de 28 m/m. pour la traversée du tunnel; total, $8^{km},47$. Le palier de la station de Läufelfingen n'a que 324 mètres. De ce point, la voie ferrée descend pendant $5^{km},235$, à raison de $20^{mm},81$ par mètre jusqu'à la station de Sommerau, qui présente un palier de 307 mètres. La descente continue pendant $2^{km},375$, à raison de $20^{mm},81$ par mètre, et $1^{km},384$, à raison de $17^{mm},58$ jusqu'à la gare de Sissach, en tête de laquelle un palier de 252 mètres a été ménagé: total de la descente, $9^{km},734$.

Ces chiffres des rampes et pentes sont répétés dans la troisième colonne du tableau N° 1.

Les courses d'essai qui y sont relatées sont comprises entre le 13 Mars et le 5 Avril 1860. Ce sont celles où des employés de la traction centrale suisse suivaient la marche de la machine concurremment avec nous.

Voir le tableau N° 1 à la fin du mémoire.

Essais sur la ligne de Nîmes à Alais.

Ces essais sont consignés dans les sept tableaux suivants, qui ont été relevés avec le plus grand soin pendant le mois dernier.

Chaque tableau représente le service d'une journée.

Le combustible employé était un mélange de houille et de coke Grand-Combe. Si, pendant ces essais, la consommation de la machine *la Courbe* s'est souvent élevée à 20 kilog. par kilomètre (tandis que d'habitude elle n'est en moyenne que de 16 à 17 kilog.), c'est que, pendant toutes ces journées, on complétait les trains autant que possible, pour arriver au chiffre de traction maximum. Si quelquefois la consommation de combustible pour un trajet paraît trop faible, et celle du trajet suivant trop forte, c'est qu'il s'est glissé une erreur dans l'appréciation du combustible restant dans le foyer ou dans le tender entre deux trajets; mais le poids total pour la journée est toujours rigoureusement exact. Même observation pour l'évaluation du nombre de litres d'eau évaporés par kilogramme de combustible.

C'est entre les stations de Nîmes et de Nozières que fonctionne notre locomotive *la Courbe*, sur l'embranchement de Nîmes à Alais. Cette distance est évaluée à 29 kilomètres dans nos comptes de traction, à cause des manœuvres de composition des trains; mais elle n'est réellement que $27^{km},900$, décomposés ainsi qu'il suit :

$2^{km},790$ de Nîmes à l'embranchement d'Alais.

$8^{km},100$ en rampe de 12 m/m. par mètre, de l'embranchement à Mas-de-Ponge.

$0^{km},200$ en palier à Mas-de-Ponge.

$8^{km},200$ en pente de 6 m/m., de Mas-de-Ponge à Fons.

$2^{km},500$ en palier à Fons; et enfin

$6^{km},360$ en pente de $3^{mm},5$ jusqu'à Nozières.

Les courbes sont très-nombreuses dans tout ce parcours, mais il n'y en a point au-dessous de 1,000 mètres en pleine voie.

Les voies de garage et de raccordement présentent seules de petits rayons.

Voir les tableaux N^os^ 2 à 8, à la fin du mémoire.

Essais sur la ligne de la Méditerranée.

Les résultats que nous allons citer ont été relevés par nos soins, en Mars et Avril 1860, sur la ligne de Lyon à Valence, notre locomotive *la Rampe* faisant alors le service régulier des marchandises. Le poids des trains a été déterminé aussi exactement que possible, en supputant le poids des véhicules et leur charge respective. Lorsqu'il y a eu des wagons pris ou laissés en route, on en a tenu compte dans l'évaluation du poids moyen, remorqué à la distance totale. Les livraisons de houille ont été constatées par la méthode ordinaire, et les consommations kilométriques calculées en conséquence. La houille venait des mines de la Loire. La consommation d'eau a été évaluée par trajet.

La distance totale de Lyon à Valence est de 105^km^,80.

Voici le résumé des conditions du tracé de la ligne :

En remontant de Valence à Lyon, on rencontre 29 kilomètres de rampes de 3 et 4 m/m., 22^km^,10 de niveau, et 42^km^,7 en pentes de 2, 3 et 4 m/m. par mètre. Les courbes sont nombreuses sur tout le parcours, sans que les rayons tombent au-dessous de 500 mètres.

On verra, par les chiffres qui suivent, que *la Rampe* ne se trouvait pas sur cette ligne dans des conditions de marche tout à ait convenables à ses données génériques. Les charges étaient trop inégales à cause de l'égrènement des wagons de marchandises pendant la route, tandis que la vitesse était généralement trop forte, variant entre 23 et 30 kilomètres à l'heure, suivant les besoins du service; vitesse qui ne convient pas à une locomotive à huit roues accouplées de 1^m^,200 de diamètre. Par contre, ces courses de quelques semaines, dans les conditions précitées, ont permis de constater mieux encore la grande stabilité et la parfaite suspension de notre appareil; qualités qui sont beaucoup

plus sensibles lorsque la vitesse augmente, et avec elle l'intensité des actions perturbatrices.

Sur trente courses du service régulier dont nous avons pris note, nous en citons de préférence quatre :

La première, indiquant la marche à petite charge et à grande vitesse.

La seconde, représentant le service moyen.

La troisième et la quatrième, étant des exemples des charges maxima remorquées par notre machine dans ce service.

Tournée de service de la RAMPE, les 8 et 9 Mars 1860.

De Lyon à Valence.

COMPOSITION DU TRAIN.

Vingt-cinq wagons chargés et le brack donnant un poids total de 300,000 kilog.

Vitesse moyenne à l'heure, déduction faite des stationnements, $26^{km},8$.

La pression dans la chaudière a varié de 6 1/2 à 7 atmosphères.

L'admission a été comprise entre 47 p. % et 54 p. %, suivant les rampes.

La consommation de combustible a été de 1120 kil. de houille.

» » » 600 » de coke.

Soit pour la consommation totale. . . . 1720 »

Et pour la consommation par kilomètre : $\frac{1720}{105} = 16^{k},39$.

De Valence à Lyon.

COMPOSITION DU TRAIN.

Quarante-cinq wagons et le brack donnant un poids total de 552,000 kilog.

Vitesse moyenne à l'heure, déduction faite des stationnements, $20^{km},2$.

La pression dans la chaudière a varié de 6 1/2 à 7 atmosphères.

L'admission a été comprise entre 59 p. °/₀ et 64 p. °/₀.

La consommation de combustible a été de 1400 kil. de houille.

» » » 480 » de coke.

Soit pour la consommation totale. . . . 1880 »

Et pour la consommation par kilomètre : $\frac{1880}{105} = 17^{k},80$.

La consommation d'eau a été évaluée à 15,000 litres.

Tournée de service de la RAMPE, les 20 et 21 Mars 1860.

De Lyon à Valence.

COMPOSITION DU TRAIN.

Cinquante-trois wagons chargés et le brack donnant un poids total de 648,000 kilog.

Vitesse moyenne à l'heure, déduction faite des stationnements, $24^{km},8$.

La pression dans la chaudière a varié entre 7 et 7 1/2 atmosphères.

L'admission de vapeur, 53 p. °/₀.

La consommation de combustible a été de 18 kilog. par kilomètre, et la consommation d'eau a pu être évaluée à 14,600 litres environ.

De Valence à Lyon.

COMPOSITION DU TRAIN.

Cette composition a sensiblement varié pendant la durée du trajet.

Le poids maximum a été de 716,000 kilog., représenté par 67 wagons diversement chargés et le brack. Ce poids a été remorqué entre les stations de Vienne et de Chasse, c'est-à-dire sur une rampe de 4 et 5 m/m. par mètre, pendant 5 kilomètres. La vitesse sur cette rampe a été de $14^{km},400$ à l'heure; la vitesse moyenne de tout le parcours a été de $21^{km},20$, déduction faite des stationnements. La charge minima a été de 400 tonnes, et la

charge moyenne de 550 tonnes. La consommation de c..
a été de 20^{k},15 par kilomètre, et la consommation d'eau a pu être évaluée à 18,000 litres.

Nous avons pensé qu'il y avait quelque intérêt à résumer les résultats qui précèdent, ainsi que ceux consignés dans les tableaux, à les analyser, et à en tirer quelques conséquences pratiques, relatives :

1° A l'adhérence disponible;

2° Au rendement en kilogrammètres dans les diverses conditions de marche,

3° Au travail utile par mètre carré de surface de chauffe, et, comme conséquence, la relation qui doit exister entre la surface de chauffe et le poids adhérent, dans les locomotives marchant à petite vitesse.

Il ressortira de cet examen quelques faits, déjà connus des praticiens, mais qu'il n'est peut-être pas inutile de les signaler une fois de plus ici.

Nous avons employé dans nos calculs les chiffres généralement admis en pareil cas, non pas que nous regardions ces chiffres comme complétement exacts, mais afin que les résultats que nous déduisons de leur emploi puissent se comparer facilement à d'autres résultats déjà connus, qui ont été obtenus sur d'autres machines, et calculés de la même façon[1]. Nous avons interverti l'ordre de date et de lieu des expériences, pour les classer dans l'ordre progressif des rampes que nous avons eu à franchir, et qui sont comprises entre 3^{mm},5 et 28 m/m. par mètre.

[1] Ces chiffre sont les suivants :

Résistance d'un train sur rampe, ou effort nécessaire à vaincre l'effet de l'inclinaison : 1 kilog. par tonne et par millimètre d'inclinaison.

Résistance d'un train sur niveau, ou effort nécessaire à vaincre ses frottements divers : 4^{k},50 par tonne; et pour la locomotive et son tender : 5 kilog. par tonne.

Rampe de 3^{mm},5 par mètre.

(Trajet N° 6. — Tableau N° VIII.)

Résistance du train de 858 tonnes, sur rampe de 3^{mm},5	3003
Résistance du même train, sur niveau	3646
Résistance de la locomotive et du tender, soit 70 tonnes sur rampe de 3^{mm},5.	245
Résistance desdits véhicules, sur niveau.	350
Effort total de traction.	7244

Vitesse de marche : 12720 mètres à l'heure, soit $\frac{12720}{3600} =$ 3^{m},53 à la seconde.

Le travail de la machine, en kilogrammètres, sera donc exprimée par le chiffre $7244 \times 3^{m},53 = 25571$ kgm.

Coéfficient d'adhérence développé par la machine $= \frac{1}{7}$ à peu près.[1]

Travail utile par mètre carré de surface de chauffe $= \frac{25571}{173} =$ 147^{kgm},9.

Rapport entre la puissance nécessaire à la traction du train et celle absorbée par la machine et le tender, :: 11 : 1.

Rampe de 5 m/m. par mètre.

(Trajet du 21 Mars 1860.)

Résistance du train de 716 tonnes, sur rampe de 5 m/m.	3580
Résistance du même train, sur niveau	3043

[1] Nous avons admis dans tous nos calculs, que l'adhérence totale de notre machine était 48 tonnes, chiffre sensiblement exact. Au cas particulier, nous aurons entre le poids adhérent, l'effort de traction et le coéfficient d'adhérence, désigné par $\frac{1}{x}$, la relation :

$$48000 \times \frac{1}{x} = 7244;$$

D'où :

$$x = \frac{48000}{7144} = 7, \text{ à très-peu près.}$$

Le coéfficient d'adhérence $\frac{1}{x}$ est donc très-sensiblement $\frac{1}{7}$.

Résistance de la locomotive et du tender, soit 70 tonnes, sur rampe de 5 m/m. 350
Résistance desdits véhicules, sur niveau. 350

Effort total de traction. 7323

Vitesse de marche = 14400 mètres à l'heure, soit $\frac{14400}{3600}$ = 4 mètres à la seconde.

Le travail de la machine, en kilogrammètres, sera donc exprimé par le chiffre 7323 × 4 = 29292 kgm.

Coéfficient d'adhérence développé par la machine = $\frac{1}{6.5}$

Travail utile par mètre carré de surface de chauffe = $\frac{29292}{173}$ = 169^{kgm},3.

Rapport entre la puissance nécessaire à la traction du train, et celle absorbée par la machine et le tender :: 9,46 : 1.

Rampe de 6 m/m. par mètre.

(Trajet N° 6. — Tableau N° VIII.)

Résistance du train de 858 tonnes, sur rampe de 6 m/m. 5148
Résistance du même train, sur niveau 3646
Résistance de la locomotive et du tender, soit 70 tonnes, sur rampe de 6 m/m. 420
Résistance desdits véhicules, sur niveau 350

Effort total de traction. 9564

Vitesse de marche = 7200 mètres à l'heure, soit $\frac{7200}{3600}$ = 2 mètres à la seconde.

Le travail de la machine, en kilogrammètres, sera donc exprimé par le chiffre 9564 × 2 = 19128 kgm.

Coéfficient d'adhérence développé par la machine = $\frac{1}{5}$

Travail utile par mètre carré de surface de chauffe = $\frac{19128}{173}$ = 110 kgm.

Rapport entre la puissance nécessaire à la traction du train, et celle absorbée par la machine et le tender :: 11,4 : 1.

Rampe de 12 m/m. par mètre.

(Trajet N° 1. — Tableau N° VIII.)

Résistance du train de 367 tonnes, sur rampe de 12 m/m. 4404
Résistance du même train, sur niveau 1560
Résistance de la locomotive et du tender, soit 70 tonnes, sur rampe de 12 m/m. 840
Résistance desdits véhicules, sur niveau 350

Effort total de traction 7154

Vitesse de marche : 14640 mètres à l'heure, soit $\frac{14640}{3600} = 4^{m},06$ à la seconde.

Le travail de la machine, en kilogrammètres, sera donc exprimé par le chiffre $7154 \times 4,06 = 29,045$ kgm.

Coéfficient d'adhérence développé par la machine $= \frac{1}{6.6}$

Travail utile par mètre carré de surface de chauffe $= \frac{29045}{273} =$ 167,8 kgm.

Rapport entre la puissance nécessaire à la traction du train, et celle absorbée par la machine et le tender :: 5 : 1.

Rampe de 20 m/m. par mètre.

(Trajet N° 7. — Tableau N° I.)

Résistance du train de $220^{\text{tonnes}},4$, sur rampe de 20 m/m. 4408
Résistance du même train, sur niveau 936
Résistance de la locomotive et du tender, soit 70 tonnes, sur rampe de 25 m/m. 1400
Résistance desdits véhicules, sur niveau 350

Effort total de traction 7094

La vitesse de marche a été de 10600 mètres à l'heure, soit $\frac{10600}{3600} = 2^{m},94$ par seconde.

Le travail de la machine, en kilogrammètres, sera donc exprimé par le chiffre $7094 \times 2,94 = 20856$ kgm.

Coéfficient d'adhérence développé par la machine $= \frac{1}{7}$

Travail utile de la machine, par mètre carré de surface de chauffe $= \frac{20856}{173} = 129^{kgm},5$.

Rapport entre le travail nécessaire à la traction du train, et celui absorbé par la machine et le tender :: 3 : 1.

(Trajet N° 8. — Tableau N° I.)

Résistance du train de $247^{tonnes},4$, sur rampe de 20 m/m.	4948
Résistance du même train, sur niveau	1051
Résistance de la locomotive et du tender, soit 70 tonnes, sur rampe de 20 m/m.	1400
Résistance desdits véhicules, sur niveau	350
Effort total de traction	7749

La vitesse de marche a été de 8580 mètres à l'heure, soit $\frac{8580}{3600} = 2^{m},38$ à la seconde.

Le travail de la machine, en kilogrammètres, sera donc exprimé par le chiffre $7.49 \times 2,38 = 18452$ kgm.

Coéfficient d'adhérence développé par la machine : $\frac{1}{7}$

Travail utile de la machine par mètre carré de surface de chauffe : $\frac{17452}{173} = 106^{kgm},9$.

Rapport entre le travail nécessaire à la traction du train, et celui absorbé par la machine et le tender :: 3,42 : 1.

Rampe de 25 m/m. par mètre.

(Trajet N° 2. — Tableau N° I.)

Résistance du train de 125 tonnes, sur rampe de 25 m/m.	3125
Résistance du même train, sur niveau	531
Résistance de la machine et du tender, soit 70 tonnes, sur rampe de 25 m/m.	1750
Résistance desdits véhicules, sur niveau	350
Effort total de traction	5756

La vitesse a été de 16600 mètres à l'heure, soit $\frac{16600}{3600} = 4^{m},6$ à la seconde.

Le travail de la machine, en kilogrammètres, sera donc exprimé par le chiffre 5756 $\times$ 4^{m},6 = 26477 kgm.

Coéfficient d'adhérence développé par la machine : $\frac{1}{8.3}$

Travail utile de la machine par mètre carré de surface de chauffe : $\frac{26477}{173}$ = 153 kgm.

Rapport entre le travail nécessaire à la traction du train, et celui absorbé par la machine elle-même :: 1,74 : 1.

(Trajet N° 3. — Tableau N° I.)

Résistance du train de 161 tonnes, sur rampe de 25 m/m.	4025
Résistance du même train, sur niveau	684
Résistance de la machine et du tender, sur rampe de 25 m/m.	1750
Résistance desdits véhicules, sur niveau.	350
Effort total de traction	6809

La vitesse a été de 15000 mètres à l'heure, soit $\frac{15000}{3600}$ = 4^{m},16 à la seconde.

Le travail de la machine, en kilogrammètres, sera donc exprimé par le chiffre 6809 $\times$ 4,16 = 28325 kgm.

Coéfficient d'adhérence développé par la machine = $\frac{1}{7}$

Travail utile de la machine par mètre carré de surface de chauffe = $\frac{28325}{173}$ = 163^{kgm},7.

Rapport entre le travail nécessaire à la traction du train, et celui absorbé par la machine elle-même :: 2,24 : 1.

Rampe de 28 m/m. par mètre.

(Trajet N° 1. — Tableau N° I.)

Résistance du train de 90 tonnes, sur rampe de 28 m/m.	2520
Résistance du même train, sur niveau	382
Résistance de la machine et du tender, sur rampe de 28 m/m.	1960
Résistance desdits véhicules, sur niveau	350
Effort total de traction	5212

La vitesse a été de 16944 mètres à l'heure, soit $\frac{16944}{3600} = 4^{m},70$ à la seconde.

Le travail de la machine, en kilogrammètres, sera donc exprimé par le chiffre $5212 \times 4,7 = 24496$ kgm.

Coéfficient d'adhérence développé par la machine $= \frac{1}{9.2}$

Travail utile de la machine par mètre carré de surface de chauffe : $\frac{24496}{173} = 141^{kgm},6$.

Rapport entre le travail nécessaire à la traction du train, et celui absorbé par la machine elle-même :: 1,25 : 1.

Afin de faciliter les comparaisons, nous avons réuni dans le tableau ci-contre les résultats qui précèdent.

Il résulte de l'examen de ce tableau :

1° Que les coéfficients d'adhérence disponible ont varié entre le $\frac{1}{9}$ et le $\frac{1}{5}$ du poids adhérent; les efforts de traction et les vitesses par seconde correspondant à ces coéfficients étant : 5212 kilog et $4^{m},7$, 9564 kilog. et 2 mètres; ce qui donne 24495 kgm. pour le faible effort de traction et la grande vitesse; et 19128 kilogrammètres seulement pour le grand effort et la petite vitesse;

2° Que l'effet utile par mètre carré de surface de chauffe a varié entre 110 et 169 kgm., correspondant, le premier, au coéfficient d'adhérence de $\frac{1}{5}$, avec vitesse de 2 mètres; le second, au coéfficient de $\frac{1}{6,3}$, avec vitesse de 4^{m} par seconde; ce qui tendrait à prouver que l'effort de traction, de 7900 kilog. environ, doit être considéré comme un maximum au point de vue du bon rendement de l'appareil; cet effort permettant encore à la machine de développer une vitesse de 4^{m}, nécessaire à la multiplicité des coups d'échappement, à la production de vapeur, et à l'utilisation de la surface de chauffe, qui en sont la conséquence. Ainsi se trouverait justifiée aussi notre opinion émise dans le corps du mémoire, que le diamètre de roues de $1^{m},200$ est un maximum pour des locomotives de montagne;

TABLEAU DONNANT LE RÉSUMÉ DES RÉSULTATS DES LOCOMOTIVES LA RAMPE ET LA COURBE,

Sur des rampes comprises entre 3,5 et 28 millimètres par mètre.

DÉSIGNATION.	RAMPES en millimètres.	Effort de traction en KILOG.	VITESSE EN MÈTRES à L'HEURE.	VITESSE EN MÈTRES par SECONDE.	Kilogrammètres.	Kilogrammètres par mètre carré de surface de chauffe.	Chevaux vapeur produits par mètre carré de surface de chauffe.	Coéfficient d'adhérence.	RAPPORT entre l'effort de tractiou du train et celui de la locomotive.
a	3.5	7244	12708	3.53	25571	147.9	1 972	1/7	:: 11:1
b	5	7323	14400	4	29292	169.3	2.257	1/6 5	:: 9,46:1
c	6	9564	7200	2	19128	110	1.466	1/5	:: 11,4:1
d	12	7154	14640	4.06	29045	167.8	2.237	1/6.6	:: 5:1
e	20	7094	10608	2.94	20856	120.5	1.600	1/7	:: 3:1
f	20	7749	8580	2.38	18452	106.9	1.427	1/7	:: 3,42:1
g	25	5756	16600	4.6	26477	153.0	2.040	1/8.3	:: 1,74:1
h	25	6809	15000	4.16	28325	163.7	2.17	1/7	:: 2,24:1
i	28	5212	16944	4.7	24496	141.6	1.89	1/9.2	:: 1,25:1

3° Enfin, il paraît résulter des chiffres de notre tableau, que pour faire en pays de montagne une traction rémunératrice, il faut adopter par essieu une charge de 11 1/2 à 12 tonnes[1], afin que l'adhérence de $\frac{1}{7}$, qui est celle qu'on ne peut dépasser que dans des cas exceptionnels, permette de développer un effort de traction entre 6,500 et 7000 kilog.; effort qui utilise le mieux les surfaces de chauffe comprises entre 170 et 200 mètres.

Cette proposition pourrait encore se formuler de la manière suivante :

C'est que, si dans les locomotives à marchandises marchant en plaine, ou sur rampes ne dépassant pas 4 à 5 m/m. par mètre, un poids adhérent de 200 kg. par mètre carré de surface de chauffe suffit, à l'instar de ce qui se passe dans les bonnes machines mixtes à quatre roues accouplées, où ce poids varie, dans certains modèles connus, entre 190 et 204 kilog; il n'en est pas de même dans les machines de montagne, où 250 kilog. de poids adhérent, par mètre carré de surface de chauffe, doivent être, suivant nous, considérés comme un minimum, et 300 tonnes un maximum, à moins d'augmenter encore de beaucoup la pression dans les chaudières.

Pour terminer, rappelons les chiffres maxima du programme que nous avions en vue en construisant nos locomotives de montagne, appliquons-leur le calcul, et comparons les résultats avec ceux que l'expérience a sanctionnés dans nos essais.

Nous nous sommes engagé à remorquer en temps favorable 150 tonnes, sur rampe de 25 m/m. par mètre, à la vitesse de 16 kilomètres à l'heure.

Résistance d'un train de 150 tonnes, sur rampe de 25 m/m. 3750

[1] Afin que cette charge ne détériore pas la voie, il faut appliquer à la locomotive une suspension parfaite, et employer des bandages en acier fondu, qui ménagent la voie par la raison toute simple qu'ils se conservent longtemps eux-mêmes très-ronds et sans gorges. L'articulation fera le reste, pour la conservation des rails dans les courbes de petit rayon.

Résistance du même train, sur niveau	637
Résistance de la locomotive et du tender, sur rampe de 25 m/m.	1750
Résistance desdits véhicules, sur niveau	350
Effort total de traction	6487

La vitesse requise étant 16000 mètres à l'heure, ou $4^{m},4$ à la seconde, le travail de la machine, en kilogrammètres, serait exprimé par le chiffre $6487 \times 4,4 = 28542$ kgm., dans quel cas le travail utile par mètre carré de surface de chauffe serait : $\frac{28542}{173} = 164$ kgm.

Or, nous avons atteint ou dépassé, dans le cours de nos essais, les chiffres de traction et de vitesse ci-dessus, et nos meilleurs résultats pratiques, comme utilisation de la surface de chauffe, sont précisément ceux qui se rapprochent le plus des données de notre programme.

NOTE

relative aux contre-poids placés dans les roues de nos locomotives de montagne.

On a vu combien les allures de notre appareil sont douces, et cependant le petit diamètre de nos roues, limitant le volume des contre-poids, nous n'avons pu, au moyen de ceux-ci, obtenir autre chose qu'un équilibre vertical largement compté. Nous aurions craint, du reste, en allant plus loin, de fatiguer inutilement les bandages et la voie. C'est dans le même but que nous avons réparti le poids total à équilibrer en parties égales sur chaque roue, au lieu de mettre sur la roue motrice le contre-poids plus considérable que le calcul lui assigne. Nous nous sommes bien trouvé jusqu'ici de cette disposition.

Voici maintenant le calcul de nos contre-poids :

Soient : Q le poids de la masse destinée à faire équilibre pour un côté de la machine;

h l'entre-axe de deux lignes imaginaires qui remplacent l'axe ees cylindres;

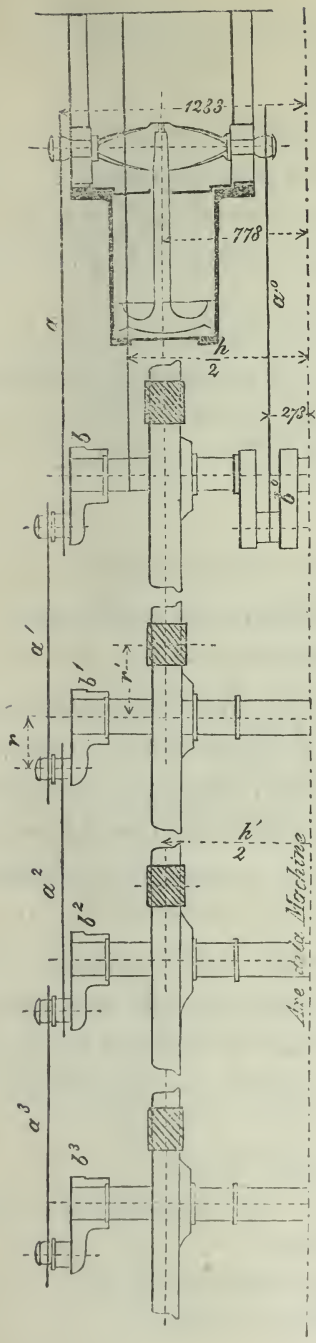
h' l'entre-axe des contre-poids;

r la longueur des manivelles;

r' la distance du centre de gravité des contre-poids à l'axe de l'essieu;

K l'ensemble des poids des trois bielles d'accouplement, des parties excentrées des manivelles motrices intérieures, de la manivelle motrice extérieure et des trois manivelles d'accouplement;

L le poids de deux bielles motrices.



La condition d'équilibre vertical, pour un côté de la machine, sera très-sensiblement exprimé par la relation :

$$Q = \frac{h + h'}{2\ h'} \left(K + \frac{L}{2} \right) \frac{r}{r'}$$

Les valeurs numériques des lettres K et L ont été déterminées par des pesées; celles de h' et r sont données par le graphique (voir le croquis ci à côté); r' a été obtenu par le tâtonnement; quant à la valeur de h, nous n'avons pu prendre pour son expression numérique l'entre-axe des cylindres; h représente ici l'entre-axe de deux lignes imaginaires, que nous avons obtenues ainsi qu'il suit :

Soient : a, $a°$ les poids de bielles motrices;

a' a^2 a^3 les poids des bielles d'accouplement;

b $b°$ les poids des parties excentrées des manivelles motrices extérieures et intérieures, et de leurs boutons;

b' b^2 b^3 les poids des parties excentrées des manivelles d'accouplement et de leurs boutons;

Ces différentes masses, mises en mouvement par le piston à vapeur, sont réparties à droite et à gauche de l'axe du cylindre, d'une façon tout à fait inégale. Celles du côté gauche ont pour moment :

$$m = 1283 \times 2\left(\frac{a}{2} + a' + a^2 + a^3 + b + b' + b^2 + b^3\right)$$

Celles du côté droit ont pour moment :

$$m' = 273 \times 2\left(\frac{a^o}{2} + b^o\right)$$

Quant au moment des contrepoids, il a pour expression :

$$M = h\left(\frac{a}{2} + a' + a^2 + a^3 + b + b' + b^2 + b^3 + \frac{a^o}{2} + b^o\right)$$

Or, $M = m + m'$, d'ou l'on tire, en remettant à la place des lettres leur valeur numérique :

$$h = 1^m,916$$

Dès lors, la formule d'équilibre vertical que nous avons adoptée, devient :

$$Q = \frac{1,916 + 1,515}{2 \times 1,515}\left(566,25 + 180\right)\frac{280}{400} = 590 \text{ kilog.}$$

Nous avons fait Q = 640 kilog.

Calculs relatifs au diamètre des cylindres de nos locomotives de montagne.

Nous avons dit dans notre mémoire, que nous avions admis un diamètre de cylindre qui nous permît d'utiliser notre maximum de pouvoir adhérent, évalué à $\frac{48000}{7} = 6857$ kilog., sans dépasser dans la chaudière la pression de 7 atmosphères, l'admission de vapeur ayant lieu pendant les $\frac{2}{3}$ de la course, et la détente pendant $\frac{1}{3}$.

Il y a là une erreur d'énoncé que nous nous empressons de rectifier ici. C'est $\frac{3}{4}$ d'admission et $\frac{1}{4}$ de détente que nous avons adopté dans nos calculs, pour déterminer le diamètre de deux cylindres, développant dans lesdites conditions un effort de traction de 6857 kilog.

Soient : O la surface du piston en mètres carrés.

p la pression moyenne absolue, en kilogrammes, par mètre carré pendant l'admission.

q la contre-pression moyenne en kilogrammes.

v la vitesse du piston en mètres par seconde.

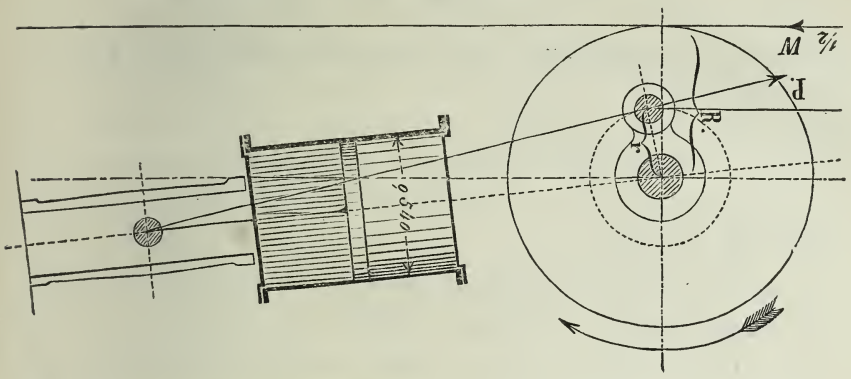
V la vitesse de marche de la machine. $V = \frac{16000}{3600} = 4^{m},4.$

D'un autre côté $V = 2\,\pi\,R\,n$

Et $v = 4\,r\,n$

Les lettres R, r et n ayant les désignations suivantes (voir le croquis ci-après) :

R Rayon des roues accouplées.



r Rayon de la manivelle.

n Nombre de tours de la machine par seconde.

l $= 2\,r$, course simple du piston.

l' Course du piston pendant l'admission de vapeur, jusqu'au moment ou commence la détente.

$\frac{l'}{l} = \frac{3}{4}$ au cas qui nous occupe.

K Valeur calculée (d'après Pambour) pour une admission de $\frac{3}{4}$.

Lorsque $\frac{l'}{l} = \frac{3}{4}$, $K = 0^{k},958.$

$\frac{\alpha}{\beta} = 3018$. Valeur servant à calculer le poids d'un mètre cube de vapeur, travaillant sous la pression p, au moyen de la formule :

$$\alpha + \beta p$$

P Pression en kilogrammes, à l'extrémité de la manivelle r, pression qui est fonction de la surface du piston et de la tension de la vapeur, qui est de $5^{atm},5$ au cas particulier.

W Résistance totale du train, qui doit être vaincue par une force exprimée par $2\,O\,(p-q) = 2\,P$.

Dès lors, la formule donnée par Redtenbacher, en reprenant les calculs antérieurs de Pambour, pour calculer le diamètre O :

$$O = \frac{1}{2} \times \frac{V}{v} \times \frac{W}{\left(\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right)}$$

devient au cas particulier, en mettant à la place de $\frac{V}{v}$ leur valeur $\frac{2\pi R n}{4 v n}$

$$O = \frac{1}{2} \times \frac{2\pi R}{4 r} \times \frac{W}{\left(\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right)}$$

Or $\frac{2\pi R}{4 r} = 3.37$

$p = 10330^k \times 6,5 = 66145^k$

$q = 10330 \times 1,22 = 12910$

$R = 0.958$

Mettant à la place des lettres leurs valeurs ci-dessus, la formule devient :

$$O = 0,5.\ 3,37\ \frac{6847}{(3018 + 66145)\ 0,958 - (3018 + 12910)} = 0^{mc},225,116.$$

Or, cette surface correspond à un diamètre de 0,536.

Nous avons fait notre piston d'un diamètre de $0^m,540$.

Note sur l'articulation de quelques machines américaines.

L'idée du déplacement transversal des essieux n'est pas neuve. Elle est probablement américaine. Nous avons appris qu'on voyait en Allemagne, il y a douze ou quinze ans, quelques locomotives mixtes munies d'un mouvement de ce genre. Il paraît qu'elles ont disparu depuis de la circulation sur le continent, ou qu'on ne les emploie plus que comme machines de gare; mais on en établit encore sur quelques lignes américaines. Seulement, la traduction mécanique américaine, du principe de non-rigidité des essieux, diffère essentiellement de la nôtre.

Ce constructeur américain, au lieu de laisser, comme nous, les essieux se déplacer, en glissant dans les supports naturels que leur présentent des châssis rigides établis dans toutes les bonnes conditions ordinaires, en tant que longerons, boîtes à graisse, glissières, etc., détermine leur déplacement de la façon suivante :

Le châssis de la machine américaine se compose de deux bâtis intérieurs et rigides en fonte, qui portent les plaques de garde de l'essieu moteur, et reçoivent les cylindres; plus deux autres bâtis intérieurs, également en fonte, mais mobiles, formant plaques de garde pour l'essieu du milieu qui est accouplé, et pour l'essieu d'avant qui est libre. Deux pivots permettent aux bâtis rigides de s'appuyer sur les truks mobiles, qui sont du reste complétement indépendants. Il en résulte que les roues motrices faisant partie d'un système rigide, sont accouplées aux roues du milieu appartenant à un système mobile. De façon que les deux pivots, non-seulement portent les deux tiers du poids de la machine, mais traînent encore la moitié de la charge à la remonte, et en reçoivent les talonnements à la descente, par l'intermédiaire des bielles d'accouplement, qui seules maintiennent le truk mobile et limitent ses oscillations. Afin de donner à celles-ci l'amplitude nécessaire, les boîtes à graisses des essieux du milieu et d'avant sont complétement cylindriques et implantées avec le jeu nécessaire dans le truk mobile.

C'est à l'ensemble de ces dispositions qu'il faut attribuer les fréquentes réparations auxquelles celles des machines employées en Allemagne étaient sujettes, leur prompte dislocation et l'abandon du système.

Fin du mémoire sur une locomotive de montagne.

MULHOUSE. — IMPRIMERIE DE P. BARET.

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

TABLEAU

N° 1.

indiquant les résultats obtenus avec la machine à 8 roues accouplées LA COURBE (système E. Beugniot) sur le grand central suisse (passage du Hauenstein).

Du 13 Mars au 5 Avril 1860.

TRAJET.	DISTANCES.	RAMPES et pentes.	Kilomètres à L'HEURE	Pression en atmosphères.	Admission de VAPEUR.	POSITION de l'échappement.	CONSOMMATION EN HOUILLE par trajet.	CONSOMMATION EN HOUILLE par kilom.	CONSOMMATION EN COKE par trajet.	CONSOMMATION EN COKE par kilom.	CONSOMMATION en HUILE par trajet.	CONSOMMATION en EAU par trajet.	LITRES d'eau évaporés par kilogram. de combust^le	CHARGE BRUTE machine non COMPRISE.	CONSIDÉRATIONS CLIMATÉRIQUES.	OBSERVATIONS.
1er	Olten à Lœufelfingen. 13 Mars 1860. 8,47 kilomètres.	kilom. 1,88 à 0 m/m 4,07 à 25 2,52 à 28	16,944	7	2/3	»	Les pésées de houille (Sarrebruck 1re qualité) n'ont pu être faites tout-à-fait exactement pas plus que la détermination des quantités d'eau employées. Nous évaluons notre consommation approximativement à 15 ou 16 kilog. par kilomètre, en moyenne 20 et 22 kilog. pour les essais 3 et 8.		»	»	»	»	»	kilo. 90,000	Temps froid et sec.	Le train comptait 24 essieux. Charge moyenne par essieu : 3,750 kilog.
2e	Olten au Tunnel. 15 Mars. 5,8 kilomètres.	4,07 à 25 1,73 à 0	16,600	7 1/2	2/3	»			»	»	»	»	»	125,000	Temps froid et sec.	Le train comptait 30 essieux. Charge moyenne : 4,170 kilog.
3e	Olten au Tunnel. 21 Mars.	Idem.	15,000	8	3/4	»			»	»	»	»	»	161,000	Beau temps.	Le train comptait 42 essieux. Charge moyenne : 3,809 kilog.
4e	Olten à Lœufelfingen. 23 Mars. 8,47 kilomètres.	1,88 à 0 4,07 à 25 2,52 à 28	16,944	7 1/2	2/3	»			»	»	»	»	»	126,250	Beau temps.	Le train comptait 28 essieux. Charge moyenne : 4,509 kilog.
5e	Sissach à Lœufelfingen. 26 Mars. 9,73 kilomètres.	1,37 à 17,5 7,60 à 20,81 0,76 à 0	10,810	7	1/2	»			»	»	»	»	»	196,850	Temps pluvieux.	Le train comptait 38 essieux. Charge moyenne : 5,180 kilog
6e	Sissach à Lœufelfingen. 27 Mars.	Idem.	10,420	7 1/2	1/2	»			»	»	»	»	»	207,050	Idem.	Le train comptait 38 essieux. Charge moyenne : 5,448 kilog.
7e	Sissach à Lœufelfingen. 28 Mars.	Idem.	10,600	8	2/3	»			»	»	»	»	»	220,400	Temps sec.	Le train comptait 42 essieux. Charge moyenne : 5,253 kilog.
8e	Sissach à Lœufelfingen. 5 Avril.	Idem.	8,580	8	3/4	»			»	»	»	»	»	247,400	Temps sec.	Le train comptait 42 essieux. Charge moyenne : 5,890 kilog.

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

TABLEAU

N° 2.

indiquant les résultats obtenus avec la machine à 8 roues accouplées LA COURBE (système Beugniot), sur la ligne de Nîmes à Alais.

Journée du 4 Août 1860.

TRAJET.	DISTANCES.	RAMPES ET PENTES.	Kilomètres à L'HEURE	Pression en atmosphères.	Admission de VAPEUR.	POSITION de l'échappement.	CONSOMMATION EN HOUILLE par trajet.	CONSOMMATION EN HOUILLE par kilom	CONSOMMATION EN COKE par trajet.	CONSOMMATION EN COKE par kilom.	CONSOMMATION en HUILE par trajet.	CONSOMMATION en EAU par trajet.	LITRES d'eau évaporés par kilogram. de combust^le	CHARGE BRUTE machine non COMPRISE.	CONSIDÉRATIONS CLIMATÉRIQUES.	OBSERVATIONS.
					p. 100.		kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	litres.		kilo.		
1er	Nîmes au Mas-de-Ponge. . Mas-de-Ponge à Nozières . 29 kilomètres.	+12 —6 —31/2	18,840 26,400	73/4	0,324	Ouvert.	310	10,69	»	»	0,500	2,800 1,500	Moyenne générale : 8 litres 603 centilitres.	300,040	Beau temps.	Le train était composé de 12 wagons chargés, de 70 wagons vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé.
2e	Nozières à Fons . . . . . Fons au Mas-de-Ponge . . Mas-de-Ponge à Nîmes . . 29 kilomètres.	+31/2 +6 —12	20,400 11,100 26,400	81/4 81/2	0,289 0,352	1/2 ouvert. 3/4 ouvert	845	29,14	»	»	1,500	1,800 2,600 1,000		634,277	Beau temps.	Le train était composé de 60 wagons chargés et du brack.
3e	Nîmes au Mas-de-Ponge. . Mas-de-Ponge à Nozières . 29 kilomètres.	+12 —6 —31/2	14,640 23,200	73/4	0,324	3/4 ouvert.	490	16,90	»	»	0,650	2,800 1,500		366,565	Beau temps.	Le train était composé de 11 wagons chargés, de 57 wagons vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé.
4e	Nozières à Fons . . . . . Fons au Mas-de-Ponge . . Mas-de-Ponge à Nîmes . . 29 kilomètres.	+31/2 +6 —12	20,400 21,600 26,400	71/2 73/4	0,256 0,289	3/4 ouvert. 3/4 ouvert.	475	16,38	»	»	0,600	1,300 2,400 600		354,098	Beau temps.	Le train était composé de 40 wagons chargés et du brack.
							2120		»			18,300				
							2,120									

Consommation totale du combustible par jour. . . . . 2,120 kil.

Id. moyenne de combustible { par kilomètre. . . 18,27
par essieu traîné . 0,144

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

TABLEAU

N° 3.

indiquant les résultats obtenus avec la machine à 8 roues accouplées LA COURBE (système Beugniot), sur la ligne de Nîmes à Alais.

Journée du 5 Août 1860.

TRAJET.	DISTANCES.	RAMPES ET PENTES.	Kilomètres à L'HEURE	Pression en atmosphères.	Admission de VAPEUR.	POSITION de l'échappement.	CONSOMMATION EN HOUILLE par trajet.	CONSOMMATION EN HOUILLE par kilom.	CONSOMMATION EN COKE par trajet.	CONSOMMATION EN COKE par kilom.	CONSOMMATION en HUILE par trajet.	CONSOMMATION en EAU par trajet.	LITRES d'eau évaporés par kilogram. de combustible	CHARGE BRUTE machine non COMPRISE.	CONSIDÉRATIONS CLIMATÉRIQUES.	OBSERVATIONS.
					p. 100.		kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	litres.		kilo.		
1er	Nîmes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	15,600		54,2											
	Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	30,000	7 3/4		3/4 ouvert.	250	8,62	100	3,45	0,700	2,600		305,274	Beau temps.	Le train était composé de 48 wagons chargés, de 41 wagons vides et du brack.
		— 3 1/2										1,500				De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 10e cran. Pression de 7 atm.
	29 kilomètres.															
2e	Nozières à Fons	+ 3 1/2	20,400		40	1/2 ouvert.						1,850				
	Fons au Mas-de-Ponge . .	+ 6	18,000	7 3/4	54,2	3/4 ouvert	480	16,53	210	7,24	1,400	2,350		610,111	Vent léger.	Le train était composé de 61 wagons chargés et du brack.
	Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	26,600									1,300				
	29 kilomètres.															
3e	Nîmes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	15,600		54,2							2,800				
	Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	25,500	7 1/2		1/2 ouvert.	280	9,65	95	3,27	0,800	1,500		346,392	Vent léger.	Le train était composé de 26 wagons chargés, de 26 wagons vides et du brack.
		— 3 1/2														De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 10e cran. Pression 7 atm.
	29 kilomètres.															
4e	Nozières à Fons	+ 3 1/2	20,400	7 1/2	47	1/2 ouvert.						1,250				
	Fons au Mas-de-Ponge . .	+ 6	18,000	7 3/4	54,2	3/4 ouvert.	340	11,72	105	3,62	0,900	2,250		420,909	Beau temps.	Le train était composé de 45 wagons chargés, de 5 wagons vides et du brack.
	Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	26,600									1,250				
	29 kilomètres.															
							1350		510			18,650				
							1,860									

Le jaugeage de l'eau du tender a été fait avec le plus grand soin, mais on n'a pas évalué le crachement. Moyenne : 10 litres 2 centilitres.

Consommation totale du combustible par jour. . . . . 1,860 kil.

Id. moyenne de combustible { par kilomètre. . . 16,03
                            { par essieu traîné . 0,148

TABLEAU

N° 4.

indiquant les résultats obtenus avec la machine à 8 roues accouplées LA COURBE (système Beugniot), sur la ligne de Nîmes à Alais.

Journée du 7 Août 1860.

TRAJET.	DISTANCES.	RAMPES ET PENTES.	Kilomètres à L'HEURE	Pression en atmosphères.	Admission de VAPEUR.	POSITION de l'échappement.	CONSOMMATION EN HOUILLE par trajet.	CONSOMMATION EN HOUILLE par kilom.	CONSOMMATION EN COKE par trajet.	CONSOMMATION EN COKE par kilom.	CONSOMMATION en HUILE par trajet.	CONSOMMATION en EAU par trajet.	LITRES d'eau évaporés par kilogram. de combustible	CHARGE BRUTE.	CONSIDÉRATIONS CLIMATÉRIQUES.	OBSERVATIONS.
					p. 100.		kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	litres.		kilo.		
1er	Nîmes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	14,640		54,2							3,000				
	Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	24,600	7 3/4		1/2 ouvert.	280	9,65	95	3,27	0,800	1,800		316,401	Rails légèrement humides.	Le train était composé de 40 wagons chargés, de 60 vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 11e cran. Pression de 7 1/4 atm.
	29 kilomètres.	— 3 1/2														
2e	Nozières à Fons	+ 3 1/2	17,400		40							1,800				
	Fons à Mas-de-Ponge. . .	+ 6	15,600	8	54,2	1/2 ouvert.	480	16,55	195	6,72	1,500	2,550		596,562	Vent léger.	Le train était composé de 60 wagons chargés et du brack.
	Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	25,200									1,200				
	29 kilomètres.															
3e	Nîmes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	24,000		40							2,000				
	Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	30,000	7 3/4	40	Ouvert.	140	4,83	70	2,41	0,500	1,500		159,905	Vent léger.	Le train était composé de 10 wagons chargés, de 26 wagons vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 10e cran. Pression 7 atm.
	29 kilomètres.	— 3 1/2														
4e	Nozières à Fons	+ 3 1/2	17,100	7 3/4	40							2,000				
	Fons au Mas-de-Ponge . .	+ 6	16,800	8	54,2	1/2 ouvert.	500	17,24	180	6,21	1,300	2,500		552,528	Vent léger.	Le train était composé de 31 wagons chargés, de 8 wagons vides et du brack.
	Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	25,200									800				
	29 kilomètres.															
5e	Nîmes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	16,500									3,000				
	Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	26,400	7 1/2	54,2	1/2 ouvert.	265	9,14	90	3,10	0,750	1,700		312,528	Beau temps.	Le train était composé de 19 wagons chargés, de 35 wagons vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 11e cran. Pression 7 atm.
	29 kilomètres.	— 3 1/2														
6e	Nozières à Fons	+ 3 1/2	14,400	8	40	3/4 ouvert.						2,000				
	Fons au Mas-de-Ponge . .	+ 6	15,600	8	54,2		540	18,62	210	7,24	1,600	3,000		626,156	Beau temps.	Le train était composé de 60 wagons chargés et du brack.
	Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	26,400			1/2 ouvert.						800				
	29 kilomètres.															
							2205		840			29,650				
							3,045									

Moyenne générale : 9 litres 74 centilitres.
Le jaugeage de l'eau du tender a été fait avec le plus grand soin, mais on n'a pas évalué le crachement.

Consommation totale du combustible par jour. . . . . 3,045 kil.
Id. moyenne de combustible { par kilomètre . . 17,50
par essieu traîné . 0,153

TABLEAU

N° 5.

indiquant les résultats obtenus avec la machine à 8 roues accouplées LA COURBE (système Beugniot), sur la ligne de Nîmes à Alais.

Journée du 9 Août 1860.

TRAJET.	DISTANCES.	RAMPES ET PENTES.	Kilomètres à L'HEURE	Pression en atmosphères.	Admission de VAPEUR.	POSITION de l'échappement.	CONSOMMATION EN HOUILLE par trajet.	CONSOMMATION EN HOUILLE par kilom.	CONSOMMATION EN COKE par trajet.	CONSOMMATION EN COKE par kilom.	CONSOMMATION en HUILE par trajet.	CONSOMMATION en EAU par trajet.	LITRES d'eau évaporés par kilogram. de combustible	CHARGE BRUTE.	CONSIDÉRATIONS CLIMATÉRIQUES.	OBSERVATIONS.
					p. 100		kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	litres.		kilo.		
1er	Nimes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	13,200		54,2							3,600				
	Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	23,400	8		1/4 ouvert.	405	13,97	145	5	0,900	2,000		336,548	Rails mouillés.	Le train était composé de 7 wagons chargés, de 69 vides et du brack De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 10e cran. Pression de 7 3/4 atm.
	29 kilomètres.	— 3 1/2														
2e	Nozières à Fons	+ 3 1/2	13,800	8	47							1,900				
	Fons à Mas-de-Ponge. . .	+ 6	13,500	8	54,2	1/2 ouvert.	605	20,90	325	11,21	1,500	3,200		639,288	Rails humides et vent.	Le train était composé de 60 wagons chargés, de 3 wagons vides et du brack.
	Mas-de-Ponge à Nimes . .	— 12	21,960									1,100				
	29 kilomètres.															
3e	Nimes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	18,840		47							2,600				
	Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	35,100	7 1/2		Ouvert.	170	5,86	80	2,76	0,300	2,000		176,716	Vent assez fort.	Le train était composé de 44 wagons chargés, de 16 wagons vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 11e cran. Pression 7 atm.
	29 kilomètres.	— 3 1/2														
4e	Nozières à Fons	+ 3 1/2	17,100	7 3/4	47	1/4 ouvert.						1,800				
	Fons au Mas-de-Ponge . .	+ 6	13,500	8	54,2	1/2 ouvert.	600	20,69	210	7,24	1,500	3,100		632,343	Vent assez fort.	Le train était composé de 63 wagons chargés et du brack.
	Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	24,000									1,000				
	29 kilomètres.															
5e	Nimes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	16,500		54,2							3,000				
	Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	35,100	8		1/2 ouvert.	205	7,07	80	2,76	0,700	1,700		307,512	Vent plus faible.	Le train était composé de 18 wagons chargés, de 34 wagons vides et du brack De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 10e cran. Pression 7 1/2 atm.
	29 kilomètres.	— 3 1/2														
6e	Nozières à Fons	+ 3 1/2	17,100	8	40							2,000				
	Fons au Mas-de-Ponge . .	+ 6	15,600	8	54,2	1/2 ouvert.	450	15,51	250	8,62	1,000	2,500		523,565	Calme.	Le train était composé de 59 wagons chargés et du brack.
	Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	21,600									1,000				
	29 kilomètres.															
							2435		1090			32,500				
							3,525									

Moyenne générale : 9 litres 22 centilitres.
Le jaugeage de l'eau du tender a été fait avec le plus grand soin, mais on n'a pas évalué le crachement.

Consommation totale du combustible par jour. . . . . 3,525 kil.
Id. moyenne de combustible { par kilomètre . . 20,31 / par essieu traîné . 0,175

TABLEAU

N° 6.

indiquant les résultats obtenus avec la machine à 8 roues accouplées LA COURBE (système Beugniot), sur la ligne de Nîmes à Alais.

Journée du 11 Août 1860.

TRAJET.	DISTANCES.	RAMPES ET PENTES.	Kilomètres à L'HEURE	Pression en atmosphères.	Admission de VAPEUR.	POSITION de l'échappement.	CONSOMMATION EN HOUILLE par trajet.	CONSOMMATION EN HOUILLE par kilom.	CONSOMMATION EN COKE par trajet.	CONSOMMATION EN COKE par kilom.	CONSOMMATION en HUILE par trajet.	CONSOMMATION en EAU par trajet.	LITRES d'eau évaporés par kilogram. de combustible	CHARGE BRUTE.	CONSIDÉRATIONS CLIMATÉRIQUES.	OBSERVATIONS.
							kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	litres.		kilo.		
1er	Nîmes au Mas-de-Ponge. . Mas-de-Ponge à Nozières . 29 kilomètres.	+ 12 — 6 — 3 1/2	18,840 26,100	8	p. 100. 54,2	3/4 ouvert.	330	11,37	110	3,79	0,600	3,550 1,550	Moyenne générale : 8 litres 42 centilitres. Le jaugeage de l'eau du tender a été fait avec le plus grand soin, mais on n'a pas évalué le crachement.	305,409	Rails humides.	Le train était composé de 16 wagons chargés, de 11 vides et du brack De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 11e cran. Pression de 7 1/4 atm.
2e	Nozières à Fons . . . . . Fons à Mas-de-Ponge. . . Mas-de-Ponge à Nîmes . . 29 kilomètres.	+ 3 1/2 + 6 — 12	17,100 15,000 21,960	8 8	47 59,1	1/4 ouvert. 1/2 ouvert.	630	21,72	250	8,62	0,800	2,000 2,900 700		687,894	Vent léger.	Le train était composé de 65 wagons chargés et du brack.
3e	Nîmes au Mas-de-Ponge. . Mas-de-Ponge à Nozières . 29 kilomètres.	+ 12 — 6 — 3 1/2	18,840 30,000	7 1/4	47	1/4 ouvert.	220	7,58	90	3,10	0,400	2,150 1,800		251,212	Vent assez fort.	Le train était composé de 11 wagons chargés, de 18 wagons vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 11e cran. Pression 7 1/2 atm.
4e	Nozières à Fons . . . . . Fons au Mas-de-Ponge . . Mas-de-Ponge à Nîmes . . 29 kilomètres.	+ 3 1/2 + 6 — 12	17,100 21,100 21,960	7 3/4 8	47 54,2	1/2 ouvert.	540	18,62	200	6,90	1,300	1,800 2,400 1,000		592,977	Vent assez fort.	Le train était composé de 38 wagons chargés et du brack.
5e	Nîmes au Mas-de-Ponge. . Mas-de-Ponge à Nozières . 29 kilomètres.	+ 12 — 6 — 3 1/2	18,840 30,000	7 3/4	54,2	1/2 ouvert.	260	8,96	95	3,27	0,600	2,800 1,650		312,531	Vent assez fort.	Le train était composé de 15 wagons chargés, de 45 wagons vides et du brack De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 10e cran. Pression 7 1/2 atm.
6e	Nozières à Fons . . . . . Fons au Mas-de-Ponge . . Mas-de-Ponge à Nîmes . . 29 kilomètres.	+ 3 1/2 + 6 — 12	17,100 18,000 21,960	7 1/2 8	47 54,2	1/4 ouvert. 3/4 ouvert.	580	20,00	215	7,41	1,200	1,500 1,950 1,900		624,451	Calme.	Le train était composé de 39 wagons chargés et du brack.
							2560		960			29,650				
							3,520									

Consommation totale du combustible par jour. . . . . 3,520 kil.

Id. moyenne de combustible { par kilomètre . . 20,23 ; par essieu traîné . 0,165

TABLEAU

N° 7.

indiquant les résultats obtenus avec la machine à 8 roues accouplées LA COURBE (système Beugniot), sur la ligne de Nîmes à Alais.

Journée du 12 Août 1860.

TRAJET.	DISTANCES.	RAMPES ET PENTES.	Kilomètres à L'HEURE	Pression en atmosphères.	Admission de VAPEUR.	POSITION de l'échappement.	CONSOMMATION EN HOUILLE par trajet.	CONSOMMATION EN HOUILLE par kilom	CONSOMMATION EN COKE par trajet.	CONSOMMATION EN COKE par kilom.	CONSOMMATION en HUILE par trajet.	CONSOMMATION en EAU par trajet.	LITRES d'eau évaporés par kilogram. de combustible	CHARGE BRUTE machine non COMPRISE.	CONSIDÉRATIONS CLIMATÉRIQUES.	OBSERVATIONS.
					p. 100.		kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	litres.		kilo.		
1er	Nîmes au Mas-de-Ponge. . Mas-de-Ponge à Nozières . 29 kilomètres.	+ 12 — 6 — 3 1/2	18,840 30,000	8	54,2	3/4 ouvert.	255	8,79	100	3,44	0,600	2,850 1,500	Moyenne : 8 litres 46 centilitres. Le jaugeage de l'eau du tender a été fait avec le plus grand soin, mais on n'a pas évalué le crachement.	300,643	Beau temps.	Le train était composé de 20 wagons chargés, de 36 wagons vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 10e cran. Pression de 7 atm.
2e	Nozières à Fons . . . . . Fons au Mas-de-Ponge . . Mas-de-Ponge à Nîmes . . 29 kilomètres.	+ 3 1/2 + 6 — 12	20,400 15,600 21,960	8 8	47 59	1/2 ouvert. 1/4 ouvert,	590	20,34	320	11,03	1,900	2,000 3,000 1,000		733,543	Beau temps.	Le train était composé de 70 wagons chargés et du brack.
3e	Nîmes au Mas-de-Ponge. . Mas-de-Ponge à Nozières . 29 kilomètres.	+ 12 — 6 — 3 1/2	21,600 30,000	8	54,2	Ouvert.	220	7,59	90	3,10	0,500	1,960 1,800		276,654	Beau temps.	Le train était composé de 21 wagons chargés, de 26 wagons vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 11e cran. Pression 7 atm.
4e	Nozières à Fons . . . . . Fons au Mas-de-Ponge . . Mas-de-Ponge à Nîmes . . 29 kilomètres.	+ 3 1/2 + 6 — 12	20,400 18,000 21,960	8 8	47 54,2	3/4 ouvert. 1/2 ouvert.	530	18,27	200	6,88	1,600	2,000 2,800 0,600		660,356	Beau temps.	Le train était composé de 65 wagons chargés et du brack.
							1595		710			19,510				
							2,305									

Consommation totale du combustible par jour. . . . . 2,305 kil.

Id. moyenne de combustible { par kilomètre. . . 19,88
{ par essieu traîné . 0,165

THE LIBRARY
OF THE
UNIVERSITY OF ILLINOIS

TABLEAU

N° 8.

diquant les résultats obtenus avec la machine à **8** roues accouplées **LA COURBE** (système **Beugniot**), sur la ligne de Nîmes à Alais.

Journée du 14 Août 1860.

DISTANCES.	RAMPES ET PENTES.	Kilomètres à L'HEURE	Pression en atmosphères.	Admission de VAPEUR.	POSITION du l'échappement.	CONSOMMATION EN HOUILLE par trajet.	CONSOMMATION EN HOUILLE par kilom.	CONSOMMATION EN COKE par trajet.	CONSOMMATION EN COKE par kilom.	CONSOMMATION en HUILE par trajet.	CONSOMMATION en EAU par trajet.	LITRES d'eau évaporés par kilogram. de combustible	CHARGE BRUTE.	CONSIDÉRATIONS CLIMATÉRIQUES.	OBSERVATIONS.
				p. 100.		kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	kilo.	litres.		kilo.		
Nimes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	14,640		34,2							2,500				
Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	25,200	8		1/2 ouvert.	310	10,69	130	4,48	0,750	1,800		367,398	Pluie.	Le train était composé de 43 wagons chargés, de 65 vides et du brack De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 10e cran. Pression de 7 atm.
29 kilomètres.	— 3 1/2														
Nozières à Fons	+ 3 1/2	17,100	7 3/4	40	1/4 ouvert.						1,750				
Fons à Mas-de-Ponge. . .	+ 6	15,600		54,2	1/2 ouvert.	510	17,59	200	6,90	1,400	2,750		585,581	Rails mouillés.	Le train était composé de 62 wagons chargés et du brack.
Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	24,000	8								1,000				
29 kilomètres.															
Nimes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	21,960		47							2,500				
Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	26,400	7 1/2		1/2 ouvert.	280	9,65	100	3,45	0,550	1,700		246,298	Rails humides.	Le train était composé de 7 wagons chargés, de 43 wagons vides et du brack. De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 11e cran. Pression 7 1/4 atm.
29 kilomètres.	— 3 1/2														
Nozières à Fons	+ 3 1/2	17,100		54,2							1,750				
Fons au Mas-de-Ponge . .	+ 6	18,000	5	64,6	Fermé.	400	13,79	210	7,24	0,950	2,500		440,261	Rails secs, temps chargé.	Le train était composé de 41 wagons chargés et du brack.
Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	21,960									1,000				
29 kilomètres.															
Nimes au Mas-de-Ponge. .	+ 12	26,400									2,200				
Mas-de-Ponge à Nozières .	— 6	30,000	8	47	3/4 ouvert.	240	8,27	95	3,27	0,550	1,650		247,993	Rails secs, temps calme.	Le train était composé de 17 wagons chargés, de 22 wagons vides et du brack De Mas-de-Ponge à Fons, nous avons marché avec le régulateur fermé, et de Fons à Nozières au 10e cran. Pression 7 atm.
29 kilomètres.	— 3 1/2														
Nozières à Fons	+ 3 1/2	12,720		54,2	1/4 ouvert.						2,150				
Fons au Mas-de-Ponge . .	+ 6	7,200	8	73,3		730	25,17	340	11,72	2,350	4,500		858,451	Rails secs, temps calme.	Le train était composé de 73 wagons chargés et du brack.
Mas-de-Ponge à Nîmes . .	— 12	21,960			Fermé.						0,500				
29 kilomètres.															
						2470		1075			30,250				
						3,545									

Moyenne générale : 8 litres 53 centilitres.
Le jaugeage de l'eau de tender a été fait avec le plus grand soin, mais on n'a pas évalué le crachement.

Consommation totale du combustible par jour. . . . . 3,545 kil.
Id. moyenne de combustible { par kilomètre . . 20,35 / par essieu traîné . 0,174

RAPPORT

présenté, au nom du comité de mécanique, par M. Lebleu, *ingénieur des mines, sur la locomotive de montagne de M. E. Beugniot. — Séance du 28 Novembre 1860.*

Messieurs,

La lecture qui vous a été faite par M. E. Beugniot de son remarquable mémoire sur la locomotive de montagne, vous a initiés non-seulement aux conceptions qui l'ont amené à la solution du problème qu'il s'était posé, mais encore à tous les procédés qu'il a dû employer pour vaincre les difficultés de détails dans l'exécution de sa machine.

La tâche qui m'a été confiée par votre comité de mécanique, de vous présenter en son nom un rapport sur cet intéressant sujet, était donc bien simplifiée à ce point de vue; mais elle était d'un autre côté très-délicate, parce qu'il s'agit d'une question scientifique sur laquelle l'opinion des ingénieurs, après bien des discussions, n'est pas encore arrêtée. Les travaux de M. Beugniot jetteront un nouveau jour sur cette question, et je chercherai, dans un résumé rapide, à vous en faire apprécier l'importance.

Exposé. — Nous sommes bien loin aujourd'hui de l'époque où une pente de 5 m/m. paraissait exagérée, comme, par exemple, sur le chemin de fer de Versailles. Non-seulement on commence en France les lignes secondaires, dont le tracé comporte de fortes rampes et des courbes à faible rayon, mais on s'occupe activement de franchir les limites naturelles de l'Empire au moyen de voies ferrées. Dans d'autres pays, en Autriche, en Suisse, en Italie, les difficultés que nous rencontrons pour nous relier avec nos voisins se sont présentées, quoique moins sérieuses, pour réunir entre elles des populations faisant partie d'un même État. Aussi, depuis longtemps déjà la question du transport des

voyageurs et des marchandises sur des chemins de fer à tracé très-accidenté a-t-elle été étudiée. Le passage du col du Sömmering a donné naissance à la machine Engerth; le passage du col de Giovi, entre Ponte-Decimo et Busalla, ligne de Turin à Gênes, a amené l'application des machines jumelles piémontaises. Enfin un troisième passage, celui des Apennins, entre Bologne et Pistoïa, établi dans des conditions analogues, a été considéré comme assez important pour qu'il soit utile de proposer un programme ainsi conçu : « Construire un appareil capable de remorquer de 100 à 110 tonnes (de 1000 kilog.) par le plus mauvais temps, et 150 tonnes avec des conditions climatériques favorables sur la rampe de 25/1000; ladite rampe, qui a 25 1/2 kilom. de longueur, devant être franchie en deux heures par les trains de marchandises, et en une heure et demie, soit 16 kilom. à l'heure, par les trains mixtes.

« Combiner l'appareil de telle sorte qu'il accomplisse le travail précité sans qu'on emploie son maximum de puissance, et sans qu'aucun de ses essieux soit chargé de plus de 12 tonnes. »

De l'utilité d'une nouvelle machine. — La première question à examiner est celle-ci : Une nouvelle machine était-elle nécessaire, et les types usuels et consacrés par l'expérience étaient-ils insuffisants pour résoudre le problème? M. Beugniot a compris que cette question était fondamentale, et les premières pages de son mémoire n'ont d'autre but que de démontrer la nécessité d'une nouvelle machine.

Les machines piémontaises et les Engerth ont rendu des services incontestables; mais elles présentent aussi des inconvénients que M. Beugniot n'a pas manqué de faire ressortir.

Machines jumelles piémontaises. — Nous examinerons d'abord les machines jumelles de la ligne de Turin à Gênes. Celles-ci composées, comme on sait, de deux machines ordinaires à quatre roues, réunies boîte à feu contre boîte à feu, font un service très-régulier sur la rampe de Giovi. Leur grande flexibilité, due au faible écartement des essieux extrêmes de chaque groupe, les

rend propres à franchir avec facilité les courbes de faible rayon. Leur disposition permet à un seul mécanicien et deux aides de les conduire aussi sûrement qu'un appareil unique. Les réparations se font à chacune des machines isolément, de sorte que la mise hors service de l'une n'entraîne pas le chômage de l'autre. Enfin, les essieux n'étant réunis que deux par deux, l'emploi de ces machines est plus favorable à la conservation de la voie que l'emploi de celles à huit roues couplées.

A côté de ces avantages il y a sans doute des inconvénients. La surface de chauffe n'est pas proportionnée à l'adhérence dont on peut disposer, de sorte que pour utiliser cette adhérence on est obligé de surmener ces chaudières, et on augmente par là la dépense de combustible, en perdant le bénéfice réalisé sur l'unité de conduite. La surcharge des essieux amène d'ailleurs une usure rapide des bandages, qui n'est pas compensée par les avantages de la séparation des essieux en deux groupes.

Cependant, ces machines ayant fait depuis longtemps un service très-régulier et très-satisfaisant sur la ligne de Turin à Gênes, il y avait lieu de les prendre en sérieuse considération, et M. Beugniot reconnaît que, par des modifications peu importantes, consistant à corriger dans les machines existantes les vices de construction qui ne sont pas inhérents au principe lui-même, il aurait pu ramener ce type aux conditions du programme. Il ne l'a pas fait, parce qu'il admet que le moteur unique donnera toujours une économie de combustibie, et que cette question est une des plus essentielles pour toutes les machines de montagne, et surtout en Italie où le coke et la houille sont à des prix très-élevés. En partant de cette hypothèse, qu'une longue expérience pourra seule justifier au-delà de certaines limites, M. Beugniot a rejeté le type piémontais.

Machines Engerth. — Les machines Engerth ont été, depuis huit ou dix ans, employées avec plus ou moins de succès sur différentes lignes à tracés très-divers. Leur auteur avoit eu pour but de les appliquer au passage du Sömmering. Il avait, en con-

séquence, cherché à allier dans ce type la puissance, la flexibilité et l'utilisation de la totalité du poids adhérent. La machine, supportée sur trois essieux accouplés, dont les deux extrêmes avaient un faible écartement, était reliée d'une manière invariable au tender, qui cependant avait ses mouvements transversaux indépendants. Celui-ci, porté par deux essieux, dont le premier était placé en avant de la boîte à feu, supportait une partie du poids de la machine. Par un système d'engrenages, le mouvement des roues de la machine était communiqué à celles du tender, de sorte que la totalité du poids était utilisée pour l'adhérence.

Cette dernière disposition ne tarda cependant pas à être abandonnée comme impraticable, et la machine Engerth devint une machine à six roues couplées ordinaire, avec cette différence cependant, que la boîte à feu ayant de vastes dimensions, grâce à sa position entre les deux essieux du tender, et les tubes une grande longueur, on pouvait disposer d'une surface de chauffe considérable et d'un poids adhérent encore très-raisonnable, une partie de l'approvisionnement d'eau étant reportée du tender sur la machine, pendant que l'écartement des essieux extrêmes du moteur était assez limité et permettait le passage dans des courbes de faible rayon. Les machines de ce type ont rendu de grands services, et aujourd'hui elles remorquent journellement, avec la plus grande régularité, les trains de marchandises qui circulent entre Bâle et Olten, sur la rampe du Hauenstein, dont l'inclinaison est de 20 m/m. entre Sissach et le sommet, 25 m/m. sur la partie à ciel ouvert, du côté d'Olten, et 28 m/m. dans le tunnel, qui a près de trois kilomètres. Mais le poids brut que ces machines doivent remorquer sur de pareilles rampes est limitté à 72^{t},5 et 87^{t},5 par les ingénieurs du chemin de fer central suisse; la surface de chauffe est de 130 m/c., et leur poids adhérent de 33 tonnes.

Mais la machine Engerth primitive devait subir des modifications autres que la simple suppression des engrenages. Le tracé des lignes françaises du Nord et de l'Est permettait de pousser

plus loin qu'en Allemagne l'écartement des essieux extrêmes; aussi fit-on bon marché de la question de flexibilité pour des machines qui devaient circuler sur un réseau peu accidenté. L'écartement des essieux extrêmes fut porté à $3^{m},95$, la machine fut placée sur huit roues accouplées, et l'essieu d'avant du tender reporté en arrière de la boîte à feu. Par cette disposition on obtenait, il est vrai, un moteur d'une énorme puissance, mais on perdait, au moins en partie, les avantages que l'auteur de la machine avait eus en vue. Aussi les inconvénients d'un pareil système se firent-ils bientôt sentir; et sur la ligne de l'Est on commença à découpler le tender pour rendre à la machine son caractère de moteur indépendant.

La machine Engerth employée sur le réseau de l'Est aurait pu, à la rigueur, remplir le programme de la ligne des Apennins, mais d'une part, les résultats que nous venons de signaler n'étaient pas de nature à engager les constructeurs à suivre un pareil type; d'autre part, cette machine avait perdu son caractère de flexibilité, puisque les essieux extrêmes avaient un écartement de plus de quatre mètres, qu'avait pu comporter le réseau français, mais qui ne convenait nullement à la ligne de Pistoïa à Bologne.

Quant aux machines Engerth primitives, à six roues accouplées, elles ne présentaient pas assez de puissance pour remorquer un poids de 150 tonnes sur une rampe de 25 m/m., à moins de surcharger les essieux d'une manière excessive.

C'est donc avec raison que M. Beugniot a rejeté le type Engerth pour l'exécution de son programme, que d'ailleurs nous ne discutons pas en ce moment. L'expérience prouvera si sa machine donne, au point de vue de la régularité et de l'économie, les avantages qu'il en attend, en comparaison des machines piémontaises remorquant à peu près les mêmes poids dans des conditions de tracé qui ont de l'analogie avec celles de la ligne de Bologne, quoique avec d'assez grandes différences, les rampes de Giovi étant plus variées, poussées quelquefois à 35 m/m., mais ayant une moindre longueur.

Quel que soit d'ailleurs le résultat, auquel le temps seul pourra donner sa consécration, il faut reconnaître que la traction des wagons, sur les lignes à tracé accidenté, laisse encore beaucoup à désirer, et que le problème dont M. Beugniot a cherché la solution, est des plus intéressants dans l'état actuel des chemins de fer. Dans cette solution il propose un type tout nouveau, avec des perfectionnements très-ingénieux qui, dès à-présent, méritent les plus grands encouragements et demandent la plus sérieuse attention.

Locomotive de M. Beugniot. — La locomotive de montagne rappelle, par sa disposition générale les machines Engerth françaises; elle est supportée, comme celles-ci, par quatre essieux laissant la boîte à feu en porte-à-faux; une partie du poids est supportée par le premier des trois essieux du tender. C'est ainsi qu'on a pu obtenir une surface de chauffe convenable, en développant le foyer, le nombre et la longueur des tubes. Mais là s'arrête l'analogie avec la machine Engerth. En effet, la solidarité du tender avec la machine a disparu dans la locomotive Beugniot, le tender supporte bien encore une partie du poids, mais il n'est relié à la machine que par un attelage, d'une forme spéciale, il est vrai. Mais ce qui caractérise la nouvelle machine, c'est sa flexibilité due à un organe tout nouveau, qui permet aux essieux de se mouvoir transversalement à la voie.

Par l'ensemble de ces dispositions, M. Beugniot a obtenu les avantages reconnus incontestables des machines Engerth, tout en remédiant aux plus graves inconvénients qui étaient reprochés à celles-ci sur les lignes françaises, c'est-à-dire la solidarité complète de la machine et du tender, et la rigidité résultant de l'accouplement de quatre essieux.

Pour n'être pas complète, la solidarité entre la machine et le tender n'existe pas moins, jusqu'à un certain point, dans la nouvelle locomotive, puisque ce dernier supporte une partie du poids de la machine; mais le découplement étant très-facile dans une exploitation où plusieurs moteurs de ce genre seraient

employés, un tender de rechange se placerait aussi facilement que dans les machines ordinaires.

Cette réunion de la machine et du tender n'a pas d'ailleurs pour résultat d'alléger sensiblement la machine. Nous ne savons quel est exactement le poids reporté ainsi sur le tender, mais il ne peut être bien important, puisque le premier essieu n'est chargé que de 5200 kilog., représentant cet excédant ajouté au propre poids du tender appartenant à cet essieu. Il est vrai que si cette solidarité partielle n'a pas d'importance pour l'allégement notable de la machine, elle augmente beaucoup sa stabilité et diminue la variation de pression des essieux sur la voie, en empêchant les oscillations de la partie en porte-à-faux; comme d'ailleurs toutes les conditions de stabilité sont réunies, il en résulte un moteur à allures très-douces, et par conséquent dans d'excellentes conditions pour ne pas fatiguer la voie. C'est ce résultat surtout que l'auteur s'est attaché à obtenir, et tout nous fait présumer que l'expérience confirmera ses prévisions.

L'accouplement des quatre essieux dans les machines Engerth avait pour effet de leur donner une grande rigidité, puisque les essieux extrêmes sont écartés de $3^{m},95$; en même temps il résultait évidemment de cette disposition une tendance au glissement de huit roues accouplées ne pouvant avoir rigoureusement le même diamètre, et étant cependant animées de la même vitesse angulaire.

La rigidité a disparu dans la machine Beugniot, le second inconvénient est le même que dans les Engerth; mais avant que l'expérience ait prouvé si cette prévision théorique se réalise, l'auteur a construit les bandages des roues en acier fondu; par conséquent elles offrent toutes les garanties possibles d'égalité de diamètre et de résistance aux déformations.

Cet aperçu général sur la locomotive de montagne nous amène donc à la considérer comme une machine réunissant à un haut degré la puissance, la flexibilité et la stabilité. Elle présente tous les avantages de la machine Engerth française et évite les plus graves de ses inconvénients.

Si maintenant nous passons aux détails de construction, nous verrons comment M. Beugniot a disposé toutes les pièces de sa machine pour arriver pratiquement à la solution du problème.

Cette partie de notre rapport sera singulièrement simplifiée par le mémoire même de M. Beugniot, qui est entré dans les plus grands détails sur la construction et le calcul de toutes les pièces importantes. Nous les passerons successivement en revue.

Nous rappellerons d'abord que l'auteur a déterminé les dimensions principales de sa machine en partant des bases suivantes :

Calcul des dimensions. — La résistance à la traction étant de 5 kilog. par tonne de poids brut d'un train, plus 1 kilog. par tonne et par millimètre d'inclinaison, il en résulte qu'un train de 150 tonnes sur une rampe de 25 m/m. représente une résistance à la traction de 4500 kilog., et un train de 100 tonnes 3000 kilog. En admettant dans le premier cas, celui des conditions climatériques ordinaires, un coéfficient d'adhérence de 1/8^{e}, et le réduisant dans le second cas, celui de très-mauvaises conditions atmosphériques, à 1/12^{e} seulement; dans un cas comme dans l'autre on est conduit à un poids adhérent de 36,000 kilog., non compris celui qui correspond à l'effort de traction nécessaire pour le moteur lui-même. Ce coéfficient de 1/8^{e} à 1/12^{e} n'a rien d'exagéré dans un sens ni dans l'autre. Il peut se présenter des circonstances où il descendra bien au-dessous de 1/12^{e}, mais ce n'est que pendant un moment très-court où la machine patinera. Dans d'autres, le coéfficient peut s'élever quelquefois à 1/6^{e} et même plus haut, mais il est prudent de ne pas trop compter sur ces conditions exceptionnellement favorables.

Partant de cette donnée, et calculant la surface de chauffe nécessaire pour utiliser une pareille adhérence, portée à 48,000 kilog., par celle due à l'effort nécessaire pour la traction du moteur, M. Beugniot arrive à ce résultat : qu'une surface de chauffe de 160 à 180 m/c. est nécessaire. La vapeur alimentera deux cylindres de 54 centimètres de diamètre et de 56 centimètres de course; ces dimensions résultent d'ailleurs d'autres

considérations, mais elles concordent avec la surface de chauffe obtenue de 173 m/c. et l'adhérence.

Chaudière. — La chaudière est construite avec un soin tout particulier; les tôles employées sont de première qualité, les entretoises du foyer sont de 25 m/m. de diamètre et espacées de 90 en 90 m/m. Outre ces excellentes conditions, M. Beugniot a adopté encore une autre disposition qui donne à la chaudière la plus grande solidité; ce sont des anneaux composés de fortes cornières sur lesquels le corps cylindrique est rivé de mètre en mètre. Grâce à cette solide armature, grâce à la bonne qualité de la tôle, la chaudière de M. Beugniot pourrait être, sans aucun inconvénient, soumise à des pressions bien plus élevées que celle de 7 atmosphères, à laquelle elle est limitée en France par les règlements. Ceux-ci, en effet, ne tiennent aucun compte de toutes ces conditions, et ne tolèrent rien de plus à une chaudière établie avec d'aussi excellentes dispositions, qu'à une autre construite en tôle médiocre, sans armatures, pourvu qu'elle subisse la pression d'épreuve.

C'est sans doute une lacune fâcheuse de l'ordonnance qui régit cette matière, mais elle devra bientôt disparaître forcément. On essaie dans la fabrication des chaudières des tôles d'acier fondu, et il sera impossible de confondre pour les épaisseurs ce métal avec le fer, comme on a malheureusement confondu jusqu'à ce jour les fers de toutes qualités. L'épaisseur absolue n'étant plus le seul signe auquel on s'attachera pour reconnaître la solidité d'une chaudière, on devra recourir à d'autres règles plus logiques, dont l'application à l'appareil qui nous occupe permettrait, sans aucun doute, d'élever la pression normale.

Quoi qu'il en soit, la pression est maintenant limitée à 7 atmosphères, et s'il n'arrive pas d'accidents, cette chaudière fera certainement un long et excellent service. M. Beugniot a préféré ce résultat certain aux avantages de la pression élevée.

Train et cylindres. — Il est inutile de revenir ici sur la description complète faite par M. Beugniot, des châssis et de tout le

mécanisme qui leur est adapté. Nous insisterons seulement sur quelques points essentiels.

La machine est portée sur deux bâtis, l'un intérieur, l'autre extérieur; l'un et l'autre ont leur destination spéciale. Le bâtis intérieur mobile repose sur les collets intérieurs des quatre essieux, et peut articuler autour de quatre supports sphériques adaptés à la chaudière. C'est par son intermédiaire que les essieux prennent respectivement les positions auxquelles les assujettit la courbure de la voie, en jouant dans leurs boîtes à graisse. Les collets intérieurs supportent les trois quarts de la charge, et, par le moyen de balanciers qui relient entre eux les ressorts de suspension des deux essieux voisins, cette charge se répartit uniformément sur chacun d'eux, et amoindrit ainsi l'action destructive, quoique momentanée, qui provient du déplacement du centre de gravité de la machine.

Si nous ne nous étendons pas plus longuement sur la description de cette disposition toute nouvelle, c'est que M. Beugniot l'a donnée complétement dans son mémoire. Nous venons de faire ressortir un des avantages qu'il n'avait pas signalés, mais cet avantage est bien secondaire, en comparaison de la flexibilité que donne à sa machine le jeu transversal des essieux. C'est là, on peut le dire, le point capital. Par une modestie qui l'honore, M. Beugniot a déclaré dans son mémoire que l'application de son système d'articulation avait été faite avant lui en Amérique, mais par des procédés tout à fait différents. Nous savons qu'il ignorait entièrement ce fait au moment où il réalisait sa machine. D'ailleurs ces machines américaines, dont un vieux modèle depuis longtemps abandonné peut être vu près d'ici, n'ont de commun avec la locomotive de montagne qu'une idée à peine ébauchée d'un balancier reliant grossièrement les deux essieux dont il permet les mouvements transversaux, sans pour cela maintenir leur parallélisme avec l'essieu moteur.

On pouvait craindre que le jeu énorme laissé aux essieux dans leurs collets (40 m/m.) fût une cause d'instabilité, surtout dans

les alignements droits, car dans les courbes la théorie de M. Beugniot devait amener les résultats qu'il indiquait Sans anticiper sur la dernière partie de notre rapport, où nous rendrons compte des essais, nous pouvons dire que la locomotive s'est aussi bien comportée dans les alignements droits que dans les courbes. A une vitesse de 35 kilom. à l'heure, bien supérieure à celle qu'elle devra fournir normalement dans les grandes lignes droites entre Mulhouse et Bâle, le mouvement transversal des essieux était à peu près nul, comme nous l'avons constaté nous-même.

Il reste pourtant à savoir si le jeu continu des essieux et, par suite, de toutes les pièces du mécanisme qui les commandent, n'amèneront pas leur altération rapide. L'expérience seule décidera cette question, quoique dès maintenant on puisse ne pas considérer ce danger comme bien redontable. Si en effet une machine doit, par sa construction et le tracé de la voie qu'elle parcourt habituellement, avoir un jeu quelconque dans ses essieux, et que ce jeu n'ait pas été ménagé à l'origine, l'usure des pièces l'établit peu à peu sans que les organes en souffrent.[1] Il semble plus rationnel de créer *à priori* le jeu nécessaire, sans craindre qu'il en résulte une altération sérieuse.

Toutes les pièces de la transmission sont d'ailleurs construites de manière à ce que les mouvements des essieux ne causent aucune perturbation dans leurs fonctions; les boutons de manivelle ont la forme sphérique. Leur descriptiou et celle de toutes les pièces du mécanisme sont complètes dans le rapport de M. Beugniot; nous n'y reviendrons pas.

Nous rappellerons seulement que le diamètre des roues a été fixé à $1^{m},20$ par des raisons tout à fait plausibles, et que l'essieu moteur a été placé à l'avant par diverses considérations méritant attention. L'auteur, ayant à construire des cylindres de 54 cen-

[1] Sur l'embranchement de Dijon a Belfort, dans des machines à marchandises à cylindres extérieurs avec six roues accouplées, les essieux extrêmes prenaient naturellement 10 m/m. de jeu transversal dans leurs boîtes à graisse, après quelques mois de parcours.

timètres de diamètre, était dans l'impossibilité de les placer à l'intérieur; il ne pouvait pas non plus les placer à l'extérieur en maintenant le châssis extérieur. La place adoptée pour les cylindres permettait de réduire les contre-poids à une juste proportion, en ne cherchant d'ailleurs à maintenir que l'équilibre vertical; il fallait, il est vrai, une double commande pour les essieux, mais si cette double commande a des inconvénients, elle a aussi l'avantage d'appliquer la puissance en deux points différents par deux bielles indépendantes, et de réduire l'effort supporté par le coude de l'essieu.

Distribution de la vapeur. — Les organes de la distribution ont été, de la part de M. Beugniot, l'objet d'une étude approfondie, non-seulement au point de vue du mécanisme, qui présentait de sérieuses difficultés d'exécution, mais aussi au point de vue de la distribution elle-même. L'épure classique a été présentée par lui avec une clarté remarquable, et, comme cette épure est le résultat graphique de la distribution par lui adoptée pour sa locomotive, il en a tiré des conséquences très-utiles. Les mouvements intérieurs et extérieurs des tiroirs, combinés avec les points d'attache des barres d'excentrique et de la coulisse, lui ont permis de déterminer une position du levier de mise en train très-voisine du point mort, mais dans le sens même de la marche, à laquelle la machine peut descendre les rampes, la compression de la vapeur dans le cylindre suffisant à former un frein puissant. C'est là un avantage important dans la pratique; la marche à vide se trouve supprimée, et les cylindres et pistons sont toujours baignés de vapeur.[1] M. Beugniot a donné en même temps une théorie de la contre-vapeur, dans laquelle il explique l'introduction de l'air dans la chaudière et les différents phénomènes qui se

[1] D'autres machines, sur différentes lignes, descendent les rampes avec le levier de mise en train dans le voisinage du point mort, mais dans le sens de la marche en arrière; M. Beugniot a reconnu dans cette application des inconvénients pratiques qu'il éviterait par la disposition que nous venons de signaler.

produisent dans cette marche anormale. Ces épures sont à tous les points de vue intéressantes et très-remarquables.

Résultats des expériences. — Nous avons dit quelques mots seulement des principales pièces de la machine, renvoyant pour le surplus au mémoire lui-même, dans lequel toutes les descriptions sont complètes. Nous n'avons pas besoin d'ajouter que l'exécution ne laisse rien à désirer. Il suffit de dire qu'elle sort des ateliers de MM. André Kœchlin et C^e^; nous pourrions donc dès à-présent conclure, s'il ne nous restait à parler des expériences déjà faites avec la locomotive de montagne, et des légitimes espérances qu'ont fait naître ces premiers essais.

Deux modèles de la locomotive de montagne, *la Rampe* et *la Courbe,* ont été construits. Ces deux machines ont fait des essais assez nombreux et un service assez prolongé[1] pour que l'on puisse tirer des conséquences des premiers résultats obtenus. Les tableaux joints au mémoire de M. Beugniot rendant compte de ces résultats, il nous suffira de les analyser et d'y joindre quelques observations relatives aux faits qui n'ont pu être traduits en chiffres.

Les qualités essentielles que l'auteur attribue à sa locomotive sont : la *stabilité,* la *flexibilité, la puissance.* C'est à chacun de ces points de vue que nous examinerons les résultats obtenus.

Stabilité et flexibilité. — Nous avons dit que la marche de la locomotive de montagne dans les alignements droits était aussi régulière que celle des machines à essieux rigides. Ce que nous avons pu constater nous-même à cet égard, sur la ligne de Mulhouse à Bâle, a été confirmé par les ingénieurs de la ligne de la Méditerranée. Ils ont reconnu, comme nous, que les couples d'essieux se gouvernent sans lacet jusqu'à la vitesse de 40 kilom. à l'heure, et sans mouvement de rotation autour des pivots sphériques du châssis mobile.

---

[1] *La Courbe* a parcouru environ 15,000 kilom. en service régulier sur le réseau de Lyon-Méditerranée.

L'inflexion des pièces de ce châssis, au moment où la machine entre en courbe, a lieu sans secousse. Quand elle sort de la courbe, les essieux reprennent naturellement leur position normale.

Action sur la voie. — Usure des différentes pièces. — La marche régulière d'une machine ne suffit pas pour apprécier son degré de flexibilité et de stabilité. C'est surtout l'usure des pièces et l'effet produit sur la voie qui doivent guider dans un examen de ce genre.

Les expériences faites sur le Central suisse ont duré trop peu de temps pour que l'on puisse apprécier avec certitude l'influence de la locomotive de montagne sur la voie; toutefois, il est probable que cette machine, pendant les trois semaines qu'elle a marché régulièrement, aurait produit des détériorations dans des courbes d'un rayon inférieur à 300 mètres, avec une largeur de voie inférieure à 11 m/m. à celle de la ligne pour laquelle elle avait été construite, si son système articulé ne lui avait permis de franchir sans difficultés tous les obstacles de cette nature.

Sur la ligne de Lyon-Méditerranée, après un parcours de 15,000 kilom., les ingénieurs n'ont pu constater aucune détérioration de la voie, quoique chaque essieu soit chargé de près de 12 tonnes. Ils attribuent ce fait, d'une part, à la double suspension (quatre ressorts par essieu), d'autre part, aux tampons verticaux à ressorts reportant sur l'essieu d'avant du tender la surcharge de la boîte à feu; ce qui amortit ou absorbe les chocs que pourrait supporter l'essieu d'arrière de la machine. Enfin, au moment où la machine entre en courbe, elle trouve dix ressorts pour amortir l'effet produit par le déplacement du centre de gravité.

L'usure des bandages, des différentes pièces de la transmission et de l'articulation est peu importante. Après un parcours de 15,000 kilom., la locomotive *la Courbe* ayant dû entrer aux ateliers pour quelque menue réparation, on a profité de cette circonstance pour la visiter dans toutes ses parties. Voici le résultat de cet examen :

Les bandages, en acier fondu, portaient au boudin une trace de frottement, mais sans usure. Il n'y avait encore qu'une faible apparence d'usure aux points de roulement, sur la largeur en contact avec les rails.

Les pistons et les tiroirs étaient en parfait état, ainsi que les cylindres et les tables de tiroirs, ce qui prouve le peu de fatigue éprouvé par la machine à la descente, grâce à la distribution dont nous avons parlé.

Les coussinets des boîtes à graisse et des bielles motrices, ainsi que les boutons sphériques des manivelles étaient intacts.

Les quatre pivots sphériques du bâtis intérieur n'offraient d'autres traces de travail qu'une facette brillante au point de contact avec la crapaudine.

Les glissières des tiges de pistons et leurs patins ne présentaient aucune usure, d'où il résulte que l'inclinaison de l'effort des bielles motrices n'avait pas eu d'influence fâcheuse pour leur conservation.

Les boîtes à graisse seules avaient pris un peu de jeu dans leurs glissières respectives, et il avait été nécessaire de faire agir les coins de serrage.

Enfin, l'attelage de la machine et du tender, avec ses tampons de butée et ses tampons verticaux, n'avait nullement souffert.

Il résulte donc de ce que nous venons de dire que la locomotive de montagne, après un parcours de 15,000 kilom. n'avait souffert dans aucune de ses parties essentielles, qu'elle était dans des conditions normales et ne semblait pas avoir eu d'action destructive sur la voie. Cette première expérience vient donc à l'appui de ce que nous avons avancé sur sa flexibilité et sa stabilité.

Puissance. — C'est surtout la puissance de la machine Beugniot, que servent à démontrer les chiffres des tableaux joints au mémoire.

Nous avons dit plus haut qu'elle était construite pour développer un effort de traction de 4500 kilog., non compris celui qui correspond à la traction du remorqueur lui-même, soit au total

un effort minimum de 6000 kilog. environ. Les expériences faites sur la ligne de la Méditerranée ont prouvé que l'effort total variait de 7000 à 9000 kilog. Mais c'est dans les environs du chiffre de 7000 kilog. que la machine a donné les résultats les plus utiles; elle a pu remorquer 858 tonnes sur une rampe de six millièmes, mais alors la vitesse n'était que de deux mètres par seconde, et le travail de 19,000 kgm. environ, tandis qu'ayant une charge de 400 à 500 tonnes, elle développait sur la même rampe un travail de 28,000 à 30,000 kgm., avec une moindre consommation de combustible.

Il résulte de ces différents chiffres que les calculs de l'auteur sont justifiés par l'expérience. L'insuffisance de puissance, par rapport à l'adhérence, n'a pu être constatée que par de très-beaux temps, et les ingénieurs de la Méditerrannée ont reconnu que pour utiliser dans tous les cas l'adhérence totale, il suffirait de porter la pression de la vapeur de 7 à 9 atmosphères, ce qui, ainsi que nous l'avons dit, serait permis par la construction de la chaudière.

Les expériences que nous avons faites sur le chemin de fer Central suisse ont donné des résultats analogues à ceux que nous venons de mentionner.

La consommation de combustible dans la locomotive de montagne est généralement aussi basse sur la ligne de la Méditerranée que celle des meilleures machines à marchandises. Il en est de même sur la ligne de Bâle à Olten.

Sur cette dernière ligne, la descente sur rampe de 28 et 25 millièmes s'est opérée sans difficultés. Il en a été de même sur la ligne de la Méditerranée. Avec une charge de 160 à 180 tonnes derrière la machine, il suffisait, pour être complétement maître de la vitesse, de serrer le frein du tender et celui du fourgon de queue, sans arrêter leurs roues, pourvu que le levier de changement de marche fût au premier cran de la marche en avant, le régulateur fermé ordinairement ou légèrement ouvert de temps à autre. On a descendu de la même manière, c'est-à-dire avec un

nombre de freins proportionné à l'importance du train, mais sans que ceux-ci fussent jamais serrés de manière à enrayer les roues, un poids brut de 825 tonnes sur une pente de 12 millièmes.

Conclusions. — Tous les résultats que nous venons de consigner prouvent que la locomotive de montagne a parfaitement atteint le but que s'était proposé M. Beugniot; les premiers essais sont de nature à satisfaire tous les praticiens, et la théorie n'a rien à reprocher aux conceptions de l'auteur.

Votre comité de mécanique éprouve la plus grande satisfaction à vous faire part des éloges qu'a reçus dans son sein l'œuvre d'un de nos collègues, et il vous propose de décider l'impression du présent rapport à la suite du mémoire de M. Beugniot.

MULHOUSE. — IMPRIMERIE DE P. BARET.

3 0112 059070919